

Проф. Н. С. Пехх.

ГРАФИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ
ШАХТНЫХ
ПОДЪЕМНЫХ МАШИН.



Графический расчет шахтных подъемных МАШИН.

ПРЕДИСЛОВИЕ.

На каждом руднике подъемное устройство имеет большое значение, и казалось бы, должны существовать точные и определенные указания, при каких условиях выгодна та или иная система.

Исследования в этом направлении начаты давно, но до последнего времени они не выходили из сферы чисто практических указаний, и только за последнее десятилетие был применен математический анализ. Правда, *Reiche* в своем сочинении „Der Dampfmaschinen—Constructeur“ еще в 1880 г. применял математический анализ при сравнении различных типов подъемных устройств, но практического значения эти исследования не получили, с одной стороны, потому, что выведенные им формулы оказались слишком сложными; с другой, потому, что он не разбил времени подъема на периоды: ускорения, полной скорости и замедления, что являлось необходимым для определения отдельных элементов.

Период графо—аналитического исследования этого вопроса начинается в 1902 году, когда почти одновременно (в мае и июле этого года) появляются 2 статьи: *Behr'a* „Winding Plants for Great Depths“¹⁾ *) и *Herrmann'a* „Die dynamischen Verhältnisse der Schachtfördermaschinen“²⁾; при чем *Behr*, кроме математического анализа, приводит графическое построение работы подъемной машины, а *Herrmann* применяет гиперболические функции к определению отдельных элементов подъема. Слабая сторона метода *Herrmann'a* заключается в том, что вследствие своей сложности он применим только к цилиндрическим барабанам. Метод же *Behr'a* может быть назван универсальным, так как пригоден для всевозможных типов подъемных устройств.

В последующие годы этим же вопросом занимались *Habets*, *Hoffmann*, *Wells* и др.

Несмотря на такое внимание к этому вопросу, сравнения различных методов не было сделано и целью настоящей статьи является восполнить этот пробел и на основании данных математического анализа

*) Указатель статей помещен в конце.

произвести сравнение различных систем подъемных устройств для шахт глубиною в 300 и 600 м. (выбор этой глубины указан ниже):

В заключение считаю долгом выразить искреннюю благодарность проф. Л. Л. Тове, моему наставнику, всегда с полной готовностью идущему мне на помощь своими ценными указаниями, а также проф. С. Ю. Доборжинскому, любезно согласившемуся просмотреть настоящую работу.

Томск. 1 мая 1911 г.

Примечание. Статья была задержана печатанием вследствие отъезда автора в 1913 году в заграничную командировку, до того же времени по независимым от автора обстоятельствам.

ГЛАВА I.

Общий обзор различных типов подъемных устройств.

§ 1. Цилиндрический барабан.

Из всех систем барабанов наибольшим распространением пользуется цилиндрический барабан, конечно, при условии подъема с глубины не более 600 м. Из 70 примеров, описанных у *Mellin'a*,³⁾ при 59 установках применяется цилиндрический барабан. Даже в Вестфалии, где широкое распространение получила система *Коере*, а также и спиральные барабаны, мы видим, что из 70 примеров, приведенных в „*Die Entwicklung ets*“, В. V₄)--25 относятся к системе *Коере* и 33 к цилиндрическим барабанам, при чем в 6 случаях глубина шахты превосходит 500 м. тем более это относится к английским рудникам, где применение цилиндрических барабанов далеко превосходит указанный предел. Отчасти это отразилось и у нас в Донецком бассейне. Здесь при двух самых глубоких в этом районе, шахтах Новосмоляниновских Новороссийского Общества (глубина Северной шахты 744,9 м., а Южной 745,5 м. установлен цилиндрический барабан. Я не буду говорить, насколько это рациональному так как сравнительной характеристике типов ниже посвящена особая глава,—я констатирую только факты.

Схема устройства указана на фиг. № 1. При машине прямого действия на валу ее сидят один или два цилиндрических барабана. Канат от барабана переходит через направляющие шкивы в шахту, где и приклепляется к клетки. Принимая во внимание, что длина каната со временем изменяется, и для испытания на прочность его приходится время от времени отрубать в месте прикрепления к клетки, преимущество двойного барабана очевидно.

§ 2. Конический барабан и бобина.

Так как при цилиндрических барабанах без противовесного каната колебания моментов во время подъема весьма велико, то при значительной глубине шахты применяют конические барабаны с различными радиусами намотки в начале и конце подъема, выбирая эти радиусы так, чтобы моменты в том и другом случае были приблизительно равны. Для полного выравнивания моментов во все время подъема пришлось бы строить спиралоидные барабаны; но в виду сложности конструкции и большого веса они встречаются очень редко, и в дальнейшем мы о них упоминать не будем. Схема подъема с коническими барабанами указана на фиг. 2.

Применение плоского каната дает возможность заменить конический барабан бобиной. Это название присвоено спиральному барабану, при котором отдельные обороты каната ложатся один на другой. Наибольшее распространение бобина получила на бельгийских рудниках, где в большом ходу плоские алойные канаты. Этот метод уравнивания прост, но он едва ли пригоден для больших глубин.

§ 3. Системы в которых барабаны заменены шкивами.

Рассмотренные в § 2 способы выравнивания моментов предлагают различные радиусы наматывания, но уравнивание может быть допустимо и при постоянном радиусе барабана в случае 1) противовесного каната, и 2) замены барабана одним шкивом (сист. *Коере*) и 3) замены барабана двумя шкивами (сист. *Craven'a* и *Whiting'a*).

Первый случай представляет очень простой способ уравнивания, но вследствие значительного увеличения веса движущихся масс он уступает во многих отношениях системе *Коере*. Последняя как известно, заключается в замене барабана главным шкивом. Схема расположения устройства при шкиве *Коере* представлена на фиг. 3, где указана установка на шахте № 3 Екатерининского Общества (Донецкий бассейн). Упомянем, что расположение шкивов один над другим весьма выгодно, так как девиация (т. е. угол отклонения каната в крайних положениях) равна 0, что способствует увеличению срока службы каната. При этой системе канат от одной из клеток переходит через направляющий шкив на главный шкив, а отсюда через второй направляющий шкив—к другой клетки. Нижняя части клеток соединены между собой противовесным канатом. Весьма существенным условием является устранение возможного скольжения каната по ободу. Ниже это условие будет разобрано более подробно, теперь же мы лишь отметим, что сила трения зависит от коэффициента трения и дуги соприкосновения каната со шкивом. Первый мы можем увеличить только незначительно, выбирая наилучший материал для сегментов, но, если в этом случае коэффициент безопасности окажется малым, то придется или увеличить мертвый груз, или дугу обхвата, применяя второй шкив. Мы переходим к системе *Craven'a*). Схема расположения указана на фиг. 4. Канат привязывается к одной из клеток, переходит через направляющий шкив на нижнюю часть главного шкива *a* отсюда на верхнюю часть вспомогательного шкива *b* и, обогнув последний, возвращается на главный шкив, а затем через второй направляющий шкив в шахту. Главный (ведущий) шкив имеет два желоба, а вспомогательный один желоб. Шкивы на копре установлены под углом к средней линии.

Для глубоких шахт в Америке и, в особенности, на золотых рудниках Южной Африки применяется система *Whiting'a*. Она отличается присутствием нескольких желобков на ведущих шкивах, в данном случае соединенных сцепным дышлом. Схема расположения указана на фиг. 5. Подобно системе *Craven'a* канат от клетки через направляющий шкив поступает на нижнюю часть переднего ведущего шкива и, сделав 3 или 4 оборота на обоих шкивах, переходит на задний шкив, установленный на каретке *a*; отсюда через шкив *b* и второй направляющий шкив—к другой клетки. Передвижение каретки, позволяя изменять длину каната, дает возможность производить подъем с различных горизонтов. Оно совершается помощью особой машины *c* (фиг. 5), которая натягивает или отпускает канат *d*, привязанный к каретке. Система *Whiting'a* в Европе не встречается.

§ 4. Системы, не получившие распространения.

Для полноты картины различных систем подъема следует упомянуть о системе *Morgan'a* не имеющей практического значения, но тем

не менее интересной, так как в основе ее лежит совершенно новый принцип. Эскиз установки указан на фиг 6. Машина и барабан помещены на подвижной платформе, имеющей движение, перпендикулярное к направлению каната. Помощью зубчатой передачи платформа перемещается за один оборот барабана на величину, равную толщине каната. Девиация каната поэтому всегда равна 0. Шахта Williams, рудника Dalcoath в Корнуэльсе) имела глубину 914,4 м. вес клетя и вагончиков 6750 кгр. время подъема 1'42". Диаметр барабана 10' (3,048 м.) и ширина его 21' (6,4 м.). Машина прямого действия с диаметром цилиндра 24" (0,609 м.) и ходом поршня 60" (1,53 м.), давление пара 140 фунт./дм.² Парораспределение кулисно-клапанное. Паропровод был сделан подвижным с полуметаллическими прокладками и на практике оказался вполне отвечающим цели.

Можно упомянуть еще о другом расположении для уменьшения девиации каната, применяемом исключительно для глубоких шахт, а именно системе Wallace'a схема которого указана на фиг. 7. Подъемная машина здесь ставится у самой шахты, но канаты не идут прямо на барабан, а с направляющих шкивов поступают на вспомогательные шкивы aa, расположенные позади машинного здания, откуда уже и навиваются на барабан. Канаты, как к направляющим шкивам, так и к барабану поддерживаются направляющими роликами. К достоинствам этой системы надо отнести: близость машинного отделения к шахте, возможность видеть клетю, а также незначительную девиацию каната; к недостаткам же: большую длину каната, увеличение изнашивания его вследствие изгиба и по сравнению с системой Whiting'a—большой вес барабана.

Укажем, наконец, на случай применения пневматического подъема, изобретенного Blanchet'ом, имевший место в Epinac (Франция) Устройство было предназначено для шахты Hottingeur для подъема угля с глубины 1000 м; однако рабочих пластов после глубины 650 м. не оказалось, так что пневматический подъем в полном масштабе не мог быть использован, хотя опыты указали на возможность его практического осуществления. Правда, стоимость установки огромна, и эксплуатационные расходы, включая амортизацию, не выдерживают сравнения с обычными типами установок. Схема этой системы указана на фиг. 8, где один чертеж показывает клетю на дне шахты, а другой—на дневной поверхности.

Клетя движется в трубе диаметром 1,6 м. и с толщиной стенок 8 м.м. Поршень площадь которого=2 м.. состоит из двух частей, одна вверху клетки, другая внизу ее. Первая часть разделяется на 2 отделения, расположенные в таком расстоянии друг от друга, чтобы во время маневров клетки одно из отделений всегда было неразрывно связано с главной трубой; таким путем обеспечивается постоянное давление при проходе поршня через двери.

Нижняя часть включает парашют P. Укажем схему действия: Когда воздух разрежается над поршнем, последний начинает подниматься. В это время двери ff, служащая для разгрузки вагончиков, закрыты.

При достижении верхнего рудничного двора движение останавливается вследствие следующих условий:

1) когда клетя достигнет точки K, дверь C, соединяющая главную трубу с машиной для разрежения, автоматически закрывается,

2) поднимается клапан e и впускает в трубу воздух атмосферного давления, находящийся в камере S , если же подъем еще продолжается, поднимается клапан m и главная труба соединяется с атмосферой. Для избежания удара клетки об стержень b , служащий для подъема клапана e , клеть снабжается буффером a . Производство маневров совершается помощью кранов c и i , из которых первый установлен на трубе A и соединяет главную трубу с атмосферой, а последний, установленный на трубе B , служит для соединения главной трубы с машиной для разрежения.

Клеть имеет 3 двойных двери ff , так что все 9 вагончиков можно разгрузить при трех перемещениях клетки. Когда поршень останавливается против S_3 , то производится разгрузка вагончиков 1, 4 и 7, а при S — можно выкатывать вагончики 3, 6 и 9.

На дне шахты имеется труба E , идущая от нижней части главной трубы параллельно последней и заканчивающаяся так, что во все время маневров верхний поршень остается ниже места прикрепления трубы E с главной трубой. Когда кран G в этой трубе закрыт, давление воздуха на поршень держит клеть против верхних кулаков. При открывании крана и одновременном закрытии обеих дверей h и e , ведущих к выработкам, воздух под поршнем разрежается, и клеть опускается.

Для плавного опускания клетки имеется приспособление, аналогичное подъему, а именно: когда клеть достигнет точки n , расположенной вблизи рудничного двора, дверь e , служащая для выхода воздуха, автоматически закрывается, и клеть спокойно садится на кулаки.

Этот аппарат служит также для вентиляции рудника. Во время опускания клетки дверь h закрывается, а e открывается, и весь воздух, заключающийся в трубе, уходит в выработки; во время подъема дверь e закрыта, а h открыта, так что из рудника удаляется за это время количество воздуха, равное объему трубы.

Ниже приведены данные, взятые из курса Habets'a *) Мертвый груз 4125 кгр. полезный груз 5400 кгр. Трение (5% от 9525 кгр.) 475 кгр. всего 10000 кгр.

Так как сечение трубы 2 м.², то степень разрежения для подъема достаточна 0,5 атм. скорость подъема 6,38 м./сек.

При опускании клетки вес последней нужно уменьшить на трение, т. е. сила, с которой совершается опускание, равна $4125 - 475 = 3650$ кгр., а, так как давление на поршень = 20000 кгр., то требуемое разрежение = $1 - \frac{20000 - 3650}{20000} \sim 0,2$ атм.

ГЛАВА II.

Предварительные расчеты.

§ 5. Общая условия.

Работа подъемной машины находится в непосредственной связи с выбранным типом барабана, так как время подъема в конечном счете зависит от величины сил инерции движущихся масс. В самом деле; размеры машины определяются величиною статического момента, другими словами, при прочих равных условиях *) величиною радиуса

*) Напр. если сравнивать систему Коера и цилиндрический барабан с противомесным канатом.

барабана; система же выбранного подъемного устройства при определении машины не играет никакой роли. Совершенно иное мы замечаем, когда машина уже преодолела статический момент, т. е. при динамических условиях. Здесь выбор системы барабана имеет существенное значение, так как помимо работы подъема, машина должна преодолевать силы инерции движущихся масс. Добавочные напряжения в канате, имеющие также немаловажное значение при сравнении подъемников, должны быть также приняты во внимание, но, так как они могут быть найдены лишь после определения размеров машины, то и не приняты во внимание в настоящей системе. Выделение предварительных расчетов в особую главу вызвано тем обстоятельством, чтобы не затемнять излишними расчетами ту картину условий работы машины, которая должна быть положена в основу сравнения различных типов барабанов. Подобное сравнение возможно сделать только при одинаковых условиях, т. е. когда наибольшая производительность шахт и максимальная скорость подъема будут соответственно равны. Первая взята нами = 75 т. тонн в час. Будем считать для примера непрерывную работу подъема 12 часов*) а число рабочих дней в году—250, мы получим годовую производительность 22500 тонн.

Желая указать влияние глубины, мы в дальнейших расчетах выбрали глубину в 300 и 600 м; к первой цифре приближается средняя глубина более глубоких шахт Донецкого бассейна, 7) вторая цифра взята для сравнения.

Примем след. обозначения: H —глубина шахты (в метрах) Q —вес полезного груза; P —вес клетки и вагончиков, G —вес каната; γ —вес погонного метра каната (веса указаны в кгр.). δ —диаметр проволоки, R —радиус цилиндрического барабана, а также наибольший радиус навивки в случае конического барабана; r —наименьший радиус навивки; bd —ширина барабана. J_1 —момент сил инерции одного барабана; J_2 —тоже для одного шкива; J_3 —тоже для нагрузок; J —общий момент инерции.

Время подъема в сутки по данным саарабрюкенского района.

Глубина шахт.	Время подъема в сутки.	Число шахт.
299—200 mt	от 20 до 15 час.	12
	„ 15 — 10 час.	4
	< 10 час.	5
666—400 mt	от 20 до 15 час.	16
	„ 15 — 10 час.	2
	< 10 час.	4
399—300 mt	от 20 до 15 час.	3
	„ 15 — 10 час.	2
	< 10 час.	7

Проф. Тиме советует брать среднее время подъема в сутки от 12 до 15 час.

А. Глубина шахты 300 м.

§ 6. Определение полезного и мертвого груза; расчет каната.

Для определения количества зараз поднимаемого полезного груза необходимо знать полное время подъема; оно составляет из времени подъема в собственном смысле слова и продолжительности маневров.

Первое, очевидно, равно $\frac{H}{V}$, где V средняя скорость подъема.

По данным проф. Тиме ⁸⁾.

При H=100—200—300—400—500—1000,

$$V = \frac{H}{30} - \frac{H}{40} - \frac{H}{50} - \frac{H}{60} - \frac{H}{70} - \frac{H}{100}.$$

Для нашего случая средняя скорость подъема=6 м./сек. а время собственно подъема 50 сек. При определении наибольшей часовой производительности шахты нужно брать наименьшее время, необходимое для разгрузки и нагрузки всех этажей клетки. Проф Скочинский⁹⁾ принимает это время равным 30 сек. для каждого этажа клетки. При двух-этажной клетки полное время подъема равно 50+2.30=110 сек., а количество поднимаемого груза за один подъем.

$$\frac{75000 \cdot 110}{60 \cdot 60} \approx 2300 \text{ кг.}$$

Емкость вагончика на большинстве рудников от 500 до 550 кг. взяв последнюю цифру, мы при 4-х вагончиках получим Q=2200 кг.

Мертвый груз составляет из веса клетки и вагончиков. Первый можно принять равным 3000 кг. на основании данных рудников Германии, ** а второй зависит от отношения мертвого груза вагончиков и емкости их. По данным проф. Скочинского ^{9)***} для рудников Донецкого бассейна это отношение от 0,4 до 0,6, так что вес вагончика можно принять=300 кг. следовательно,

$$P=3000+4 \cdot 300=4200 \text{ kg.}$$

Вес клеток на 4 вагончика.

К Л Е Т Ь В Д В А Э Т А Ж А.								в 4 этажа по одному вагончику.	
Вагончики рядом.						Ваг. друг за др.		Шахта.	Вес.
Шахта.	Вес.	Шахта.	Вес.	Шахта.	Вес.	Шахта.	Вес.		
Dechen I.	3500	Reden IV.	2880	Veniesch.	2460	Pr Regent	3250	Kaiserst. II.	3658
„ II.	3500	Sälzer &	2770	Prosper I.	2412	Fridrich	3200	D. Kaiser I.	3400
Eisenbahn	3400	Centrum I.	2700	Josephasch	2400	K Ludwig I.	3020	Schürlank	3250
Ensdorfer.	3400	Gr. Moltke I	2700	Alstaden II.	2200	Hibernia I.	3000	Hugo III.	3150
Heinitz II.	3150	Mellin I.	2650	Constantin I	2100	Dahlbusch V.	3000	New-Coln	3100
„ IV.	3150	„ II.	2650	Schlägel &	2080	Zollern	2980	Centrum II.	3000
Geisheck	3150	Jtzenpe I.	2600	Hannibal.	2000	Mathilde.	2900	Königsb. II.	3000
Hagenbeck	3060	Dorstfeld II.	2561	Nordstern I.	2000	Jtzenpl III.	2600	Osterfeld.	2739
Germania.	2982	Reden II.	2556	Skalley	1950	Amelung I.	2505	Er'n	2602
Kaisertt	2875	Bommerb.	2550			Brefeld	2500	Zollver III.	2320

В основу расчета каната должны быть приняты два положения: 1) временное сопротивление разрыву и 2) запас прочности. Первое зависит от выбора материала для каната, и для мягкой стали, хорошо сопротивляющейся изгибу, может быть взято равным 12000 кгр. см.²

Правительственная инструкция по надзору за частной горной промышленностью *¹⁰⁾ требует, чтобы нагрузка при употреблении железных канатов не превышала 240 пуд. а при стальных 520 пуд. на 1 кв. дм. что соответствует напряжению для железа 610 кгр. см.² для стали 1320 кгр./см.²

Что касается запаса прочности, то он колеблется от 6 до 8. Мы берем в своих расчетах запас прочности 7, как делают *Behr, Robeson и Cook*; *¹¹⁾ хотя *Hrabak* **¹²⁾ советует брать 7,5.

Вес погонного метра каната определится по формуле *Hrabak*'а

$$\gamma = \frac{Q+P}{\lambda-H} \quad (1)$$

где λ —фиктивная длина каната, подобного искомому, которая получится от замены всей нагрузки весом каната, т. е. $\lambda \gamma = qs$, где q —сечение каната, s —безопасное напряжение.

Для обыкновенных канатов из 6 проволок в пряди, имеем $\lambda = 0,97 q$; и $d = 1,7 \sqrt{\gamma}$ сант.; для довольно гибких (8 проволок в пряди) $\lambda = 0,93 q$; $d = 1,77 \sqrt{\gamma}$; для гибких (9 проволок в пряди) $\lambda = 0,99 q$; $d = 1,81 \sqrt{\gamma}$. Отсюда видно, что γ почти равно q , что справедливо и по отношению к плоским канатом (проволочным).

Из условия $\gamma \lambda = qs$; при $\gamma = q$, имеем $\lambda = s$; т. е. фиктивная длина каната может быть заменена его безопасным напряжением.

Очевидно, что $\gamma \lambda = Q + P + \gamma + H$, откуда и получается формула (1).

Правда, при точном расчете необходимо принимать во внимание еще и изгиб каната, благодаря которому увеличивается разрывающее напряжение; но это обстоятельство в целях упрощения автором выпущено.

Так как временное сопротивление разрыву в нашем примере $\lambda = s = \frac{12000}{7} = 1715$ м; $\gamma = \frac{Q+P}{\lambda-H} = \frac{6400}{1715} = 4,53$ кгр./м. то диаметр каната $d = 1,715 \sqrt{4,53} = 3,72$ см.

Берем канат фирмы Фельтен и Гильом диаметром 38 мм. с диаметром проволоки 2,2 мм. вес погонного метра его 4,8 кгр. и разрывающий груз 60660 кгр.

Вес действующего каната около 1500 кгр.

Определение скручивающих моментов и сил инерции.

§ 7. Цилиндрический барабан.

$$D = 4,5 \text{ м.}$$

Как известно, диаметр барабана зависит от толщины проволоки, и увеличение силы машины при большем диаметре компенсируется отчасти увеличением срока службы каната. *Hrabak* *¹²⁾ говорит: „чем

больше диаметр, тем лучше." Для плоского каната он предлагает пользоваться формулой.

$$R > 700 \text{ д.} \quad (2)$$

в остальных же случаях.

$$R > 800 - 900 \text{ д.} \quad (3)$$

Принимаем диаметр барабана $D=4,5$ м.

Разсмотрим изменение нагрузок во время подъема и воспользуемся для этого методом *Dechamps'a* ¹³⁾ а именно: на произвольной прямой (фиг. 9) отложим в выбранном масштабе глубину шахты, при чем точка D соответствует уровню нижнего рудничного двора, а D_1 — верхнего. На перпендикуляре DA откладываем нагрузки: CD — полезный груз, CB — мертвый груз и AB — вес каната.

Диаграмма нагрузок для опускающегося каната получится, если повернуть диаграмму AB_1C_1C на 180° и отнести к началу D_1D , так что $AC=D_1L_1$ и $B_1C_1=DL$.

Диаграмма нагрузок для поднимающегося каната представлена площадью AB_1D_1D , а для опускающегося — L_1LDD ; результирующая диаграмма, очевидно, равна AB_1L_1L или, отнесенная к началу DD_1 изобразится в виде FF_1D_1D .

Для расчета машины необходимо знать моменты: ¹⁾ в начале подъема; ²⁾ в конце подъема; ³⁾ от половины веса клетки; ⁴⁾ от трения в шахте.

Эти моменты проще всего определить графически след. образом: на линии F_2H_2 проведенной от D_1 на расстоянии $=1$ м. (в выбранном масштабе) отложим величины нагрузок и проведем лучи в точку D_1 продолжив их до пересечения с прямой F_3H_3 , проходящей от D_1 B_1 на расстоянии радиуса барабана; тогда отрезки линии F_3H_3 дадут искомые моменты.

В нижеследующей таблице 1 приведены численные значения их.

ТАБЛИЦА 1.

	Нагрузки кгр	Моменты кгр. м.
В начале подъема	$DF = 3700$ кгр.	$H_3F_3 = 8350$
В конце подъема	$F_1D_1 = 700$ кгр.	$H_3K_2 = 1570$
Половина веса клетки	$\frac{BC}{2} = 700$ кгр.	$H_3G_3 = 4730$
Трение в шахте	$0,05(Q + 2P + G) = 600$	$H_3E_3 = 1350$

Для определения сил инерции заметим, что

$$J = 2J_1 + 2J_2 \frac{R^2}{R_1^2} + J_3.$$

Точное вычисление моментов сил инерции барабанов и шкивов может быть сделано в каждом частном случае; здесь же мы ограни-

чимся приблизительными расчетами, предполагая, что плечо сил инерции $\rho = \frac{R}{\sqrt{2}}$; подобное допущение сделано *Guters'ом* ¹⁴⁾

Hughes ¹⁵⁾ советует для определения масс брать $\frac{2}{3}$ веса барабанов и шкивов, *

Вес одного барабана, вероятно, будет ~ 12000 кгр, ** а вес шкива диаметром 5 м = 4000 кгр. ***; тогда

$$J_1 = \frac{12000 \cdot 2,25^2}{2,9,81} = 3030; \quad J_2 = \frac{4000 \cdot 2,25^2}{2,9,81} = 1280;$$

$$J_3 = \frac{(Q + 2P + 2g)R^2}{9,81} = \frac{13600 \cdot 2,25^2}{9,81} = 6870.$$

Общий момент инерции

$$J = 2J_1 + 2J_2 \frac{R^2}{R_1^2} + J_3 = 14960. \quad (4)$$

Таков момент сил инерции в период ускорения; момент же инерции масс движущихся замедлительно несколько отличается от вышеуказанного момента инерции, а именно, момент инерции шкивов J_2 здесь множится на отношение $\frac{R}{R_1}$, тогда как при приращении живых сил множителем является квадрат скорости.

Итак, при замедлении.

$$J_0 = 2J_1 + 2J_2 \frac{R}{R_1} + J_3 = 15230. \quad (5)$$

§ 8 Шкив Коере диаметром 6 м.

При той же производительности и глубине шахты мы взяли больший диаметр, руководствуясь следующими соображениями:

1. Большой диаметр барабана обеспечивает меньший износ деревянных сегментов, что имеет не малое значение.

Соок ^{*1)} говорит: *Spengel* в своей статье об электрических подъемниках указывает наименьший диаметр шкива *Коере* — 16 ft (4,88 м). Применение таких шкивов привело бы к значительному улучшению подъема *Коере*. Повидимому, причина применения большого диаметра шкива *Коере* заключается в том, что при малых шкивах деревянные сегменты подвергаются на столько быстрому изнашиванию, что не достаточно обеспечивает правильной работы.

Возражая ему *Spengel*, ^{*16)} указывает, что в Германии и при барабанах обычно применяются большие диаметры и едва ли в этом заключается причина применения больших шкивов.

2. Второе соображение, высказанное в „Die Entwicklung etc ⁴⁾ нам кажется более существенным. Как показали исследования, наилучшие результаты при шкивах *Коере* относительно нагрузки каната и его стоимости на тонн. км дали канаты, свитые по способу *Albert'a*, так что крестовая свивка теперь уже при шкиве *Коере* в Вестфалии более не применяется.

*) Разница в обоих случаях будет незначительна, т. к. в первом случае коэффициент равен = 0,706; а во втором — 0,666.

***) См. сочинения ^{14), 19) 1).}

***) См. статью *Hoffmann'a* ^{10).}

Нижеприведенная таблица дает примеры устройств имеющих в Германии.

Название шахт.	Год установки.	Глубина м.	Число вагонов.	Диаметр.		Девияция.	Канат.		Связка*)
				шкива Коере	Напр. шкива		Диам.	Толщ пров.	
Hibernia II . . .	1855	610	4	5,4	3,8	1°45'	40	2,3	К
" I . . .	1855	520	4	5,4	3,8	1°45'	40	2,3	К
Prosper I . . .	1862	382	4	6,0	3,0	0°	45	2,4	А
Dahlbush . . .	1869—97	882	2	5,0	3,84	1°24'	33	2,6	—
Westhausen . . .	1872	413	2	7,0	4,7	?	40	2,5	А
Consolid I . . .	1873	434	6	7,0	4,75	1°52'	50	2,3	К
" . . .	—	—	—	—	—	—	—	2,9	А
Concordia II . . .	1874	300	4	7,0	5,0	0°	42	2,0	—
" . . .	—	—	—	—	—	—	—	2,8	—
Prosper II . . .	1874—98	300	8	6,0	5,0	32'	50	2,9	А
Centrum II . . .	1874—95	316	4	6,5	3,76	—	40	2,1-2,4	А
Consolid II . . .	1885	540	8	8,17	4,75	0°	50	2,9	А
Zollver I . . .	1885	274	4	8,06	3,00	1°57'	44	2,2	А
Hansa II . . .	1889	660	8	8,0	5,0	50'	55	2,5	А
Ewald II . . .	1891	500	6	7,5	5,0	1°30'	50	2,9	А
Mont—Genis II .	1896	300	6	7,0	6,0	42'	44	2,5	А
Christ. Lev . . .	1897	430**)	8	8,0	5,0	0°	50	3,0	А
Neu Essen II . .	1897	435	8	8,0	5,0	0°	50	3,0	А
Schl & Ess II . .	1897	490	4	8,0	5,0	33'	44	2,5	—

Применение этого способа связки ведет к увеличению толщины проволоки, а вместе с тем и диаметра каната; это обстоятельство и побудило автора взять диаметр шкива Коере в 6 м.

*) К—крестовая связка; А—связка по способу Альберта.

***) По данным Маковского „Очерк руд. под и т. д.“, глубина шахты теперь 800 м.

Определение скручивающих моментов произведем аналогично предыдущему случаю. Так как канат уравновешен и, следовательно, диаграмму нагрузок строить не нужно, то построение упрощается. На фиг. 10 линия $A H$ проведена на расстоянии 1 м. (в масштабе) а $H_2 A_2$ на расстоянии радиуса (3 м).

В таблице 2 приводим численные значения нагрузок и скручивающих моментов, что нам необходимо знать при определении размеров машины,

ТАБЛИЦА 2.

	Нагрузки, кгр.	Моменты кгр. м.
Подъем полезного груза.	$H_1 A_1 = 2200$	$H_2 A_2 = 6600$
Половина веса клетки	$H_1 G_1 = 2100$	$H_2 D_2 = 6300$
Трение в шахте *).	$H_1 K_1 = 680$	$H_2 K_2 = 2040$

По данным *Ehrlich'a* 17) шкив *Кюере* такого диаметра весит ≈ 12000 следовательно $J_1 = \frac{12000 \cdot 9}{2 \cdot 9,81} = 5500$.

При прежних шкивах диаметром 5 *mt* $J_2 = 1280$; а 2 $J_2 \frac{R}{R} = 3700$;

$$J_3 = \frac{(Q + 2 P + 2 G)}{9,81} = \frac{13600 \cdot 9}{9,81} = 12500.$$

Следовательно, $J = 5500 + 3700 + 12500 = 21700$.

Момент сил инерции при замедлении $J_0 = J_1 + 2 J_2 \frac{R}{R_1} + J_3 = 21070$.

§) 9 Цилиндрический барабан диаметром 6 м.

Для иллюстрации влияния диаметра барабана на размеры машины нами разобран случай, аналогичный первому, но диаметр барабана взят равным диаметру шкива *Кюере*.

В этом случае увеличивается срок службы, и уменьшается девиация, так как последняя обуславливается шириною барабана. Величина девиации влияет на большее или меньшее истирание отдельных кругов друг о друга. Не останавливаясь более на этом вопросе, так как он подробно разработан в сочинении *Милковского* 18), укажем только на то, что вредное влияние трения можно в известной степени избежать нашивкой тростей на поверхности барабана.

При цилиндрическом барабане диаметром 4,5 *mt* число витков действующего каната $= \frac{300}{\pi D} = 21,2$.

*) Оно $= 0,05 (Q + 2 P + G) = 680$; увеличение обявано весу другого каната.

При диаметре каната 38 мил., ширина действующей части барабана $21,2,0,038=0,805$ м., а, принимая расстояние между центрами шкивов и барабана в 40 м. получим, что девиация района $1^{\circ}12'$.

При пяти запасных витках каната на барабане получим ширину его (не считая обода тормозного шкива $=26,2,0,088$) $\approx 1,0$ м.

При диаметре же барабана в 6 м. ширина последнего $= 0,8$ м., а девиация $0^{\circ}51'$.

В каждом частном случае надлежит решить вопрос: в какой мере уменьшение расходов на канаты компенсируются увеличением амортизационных расходов на большую машину, а также и стоимостью всей установки.

Определение скручивающих моментов, сделанное графически на фиг. 11, по существу ничем не отличается от первого примера.

В таблице 3 приведены соответствующие нагрузки и моменты.

ТАБЛИЦА 3.

	Нагрузки кгр.	Моменты кгр. м.
В начале подъема	$H_1 F_1 = 3700$	$H_2 F_2 = 11100$
В конце подъема	$H_1 K_1 = 700$	$H_2 K_2 = 2100$
Половина веса клетки	$H_1 G_1 = 2100$	$H_2 G_2 = 6300$
Трение в шахте.	$H_1 E_1 = 600$	$H_2 E_2 = 1800$

Вес одного барабана вероятно, будет около 15000 кгр.

$$J_1 = \frac{15000 \cdot 9}{2 \cdot 9,81} = 6900.$$

Шкивы останутся те же, что и в первых двух случаях, т. е.

$$2 J_2 \frac{R^2}{R_1^2} = 3700.$$

Следовательно $J = 13800 + 3700 + 12500 = 30000$.

Момент сил инерции при замедлении $J_0 = 2 J_1 + 2 J_2 \frac{R}{R_1} + J_3 = 29370$.

Прежде чем перейти к дальнейшим расчетам, укажем что конические барабаны и бобины будут рассмотрены при шахтах большой глубины.

Глубина шахты 600 м.

§ 10. Определение полезного и мертвого грузов; расчет каната.

Для удобства сравнения оставим прежнюю производительность.

Хотя глубина шахты увеличилась вдвое, но мы можем ограничиться 3-х этажной кметью, так как и средняя скорость подъема будет больше. Полагая ее 10 м./ск., мы имеем время подъема 60 ск., на

маневры и выгрузку затратится 90 сек., так что полное время между двумя подъемами 150 сек.

Количество полезного груза за подъем $\frac{75000 \cdot 150}{60 \cdot 50} = \approx 3200$ кгр.

Берем по прежнему емкость вагончиков 550 кгр., тогда

$$Q = 6 \cdot 550 = 3300 \text{ кгр.}$$

Вес клетки можно взять 3800 кгр. ³¹⁾

Вес 3-х-этажных клетей.

Вагончики рядом.						Вагончики друг за другом.	
Шахта.	Вес.	Шахта.	Вес.	Шахта.	Вес.	Шахта.	Вес.
Hannover. II	4800	Eisenbahn II	4000	Camphausen I	3500	Hannover I.	5200
Eintracht . .	4534	Frohl. Morgensonne .	4000	" II	3500	Victor I . .	4900
Centrum III.	4500	Marie. . . .	3770	Brefeld II . .	3500	Hannover III.	4600
Ko'nigsgrube	4350	Frieda	3770	W. Victoria I	3500	Recklinghausen . . .	3300
Gr. Beust. . .	4200	Wilhelm III .	3500	Harmine . .	3355	V. d. Heysdt.	3220
Eisenbahn I .	4000			Skalley III .	3200		

Средний вес нижеуказанных клетей несколько выше взятого нами; зависит это как от того, что клетки большею частью строятся без точного расчета, так и от материала и конструкции клетки. При хорошем материале вполне возможно принять вес=3800 кгр, мертвый груз.

$$P = 3800 + 6 \cdot 300 = 5600 \text{ кгр.}$$

Берем канат из того же материала, как и при $H = 300$ м., т. е. с временным сопротивлением разрыву 12000 кгр./см. При запасе прочности 7 вес погонного метра его $\gamma = \frac{Q+P}{\lambda-H} = \frac{8900}{1115} = 7,98$.

$$\text{Диаметр каната } d_2 = 1,75 \sqrt{\gamma} = 4,95 \text{ см.}$$

Выбираем канат завода Фельтен и Гильом диаметром 50 мм. с числом проволок 133, диаметром проволоки 3,1 мм. и весом погонного метра 8,2 кгр.

$$\text{Вес всего каната} = 8,2 \cdot 600 = \approx 5000 \text{ кгр.}$$

Определение скручивающих моментов и сил инерции.

§ 11. Цилиндрический барабан диаметром 6,5 м. с канатом постоянного сечения.

Руководствуясь соображениями, высказанными в § 7, мы выбрали $R = 3,25$ м.

На фиг. 12 вычерчена диаграмма нагрузок для этого случая по методу *Dechamps*'а, а также определены величины скручивающих моментов, дающая нам возможность составить следующую таблицу 4.

ТАБЛИЦА 4.

	Нагрузки кгр.	Моменты кгр. м.
В начале подъема	$H_1 F_1 = 8330$	$H_2 F_2 = 27000$
В конце подъема	$H_1 K_1 = 1700$	$H_2 K_2 = 5440$
Половина веса клетки	$H_1 G_1 = 2800$	$H_2 G_2 = 9100$
Трение в шахте. —	$H_1 E_1 = 980$	$H_2 E_2 = 3100$

Для определение веса барабана необходимо узнать ширину его; последняя за исключением тормозного обода равна $\left(\frac{600}{\pi D} + 5\right) dr = 1,67$ м.

Вес его можно считать равным 25000 кгр. ³²⁾, а моменты сил инерции $J_1 = \frac{25000 \cdot 3,25^2}{2,9,81} = 13500$.

Шкивы 6 м. диаметром, вероятно, будут весить около 6000 кгр.; тогда $J = 2 J_1 + 2 J_2 \frac{R^2}{R_1^2} + \frac{(Q + 2 P + 2 G) R^2}{9,81} = 60000$.

Момент инерции этих сил при замедлении $J_0 = 2 J_1 + 2 J_2 \frac{R}{R_1} + J_3 = 59500$.

§ 12. Цилиндрический барабан диаметром 6,5 м. с канатом переменного сечения.

Допустим, что сечение каната изменяется через каждые 200 м.; очевидно, веса этих отдельных частей каната будут не одинаковы, но будут пропорциональны весу погонного метра. Последний определится по формуле *Нрава*'к'а $\gamma = \frac{Q + P}{\gamma - H}$.

Для сечения, состоящего на 200 м. от устья шахты, $Q + P = 8900$; $\lambda - H = 1515$; поэтому $\gamma^1 = 5,87$ кгр.; диаметр этой части — $d^1 r = 1,75$ $V \gamma = 42,5$ мм., а вес $G^1 = 5,87 \cdot 200 = 1174$ кгр. Подобным же образом найдем, что: $\gamma^2 = 6,65$ кгр. $d^2 r = 45,2$ мм. $G^2 = 1330$ кгр.; $\gamma^3 = 7,48$ кгр., $d^3 r = 47,3$ мм. $G^3 = 1496$ кгр., так что полный вес $G = 4000$ кгр., т. е. на 1000 кгр. меньше, чем в предыдущем примере.

³²⁾ Hoffmann. 3. V. J. 1904, 1348, S 151.

Диаграмма нагрузок и определение скручивающих моментов представлены на фиг. 13*).

Полученные результаты представлены в таблице 5.

ТАБЛИЦА 5.

	Нагрузки кгр.	Моменты кгр. м.
В начале подъема	$H_2 F_2 = 7300$	$H_1 F_1 = 23800$
В конце подъема	$H_2 K_2 = -700$	$H_1 K_1 = -2300$
Половина веса клетки	$H_2 G_2 = 2800$	$H_1 G_1 = 9100$
Трение в шахте	$H_2 E_2 = 1100$	$H_1 E_1 = 3600$

При таких же барабанах и шкивах мы найдем, что $I = 57800$.
А момент сил энергии при замедлении $J_0 = 57300$.

§) 13. Цилиндрический барабан диаметром 6,5 м. с противовесным канатом.

Вследствие равенства нагрузок во все время подъема построение диаграммы нагрузок отпадает, так что на фиг. 14 сделано только определение моментов, позволяющее составить следующую таблицу 6.

ТАБЛИЦА 6.

	Нагрузки кгр.	Моменты кгр. м.
Подъем полезного груза	$H_1 A_1 = 3300$	$H_2 A_2 = 10700$
Половина веса клетки	$H_1 G_1 = 2800$	$H_2 G_2 = 9100$
Трение в шахте	$H_1 E_1 = 1200$	$H_2 E_2 = 3900$

Моменты сил инерции будут более, чем в обоих рассмотренных примерах, а именно: $I = 27000 + 6500 + 31800 = 65300$; при замедлении же $J_0 = 27000 + 6000 + 31800 = 64800$.

Надо заметить, что интегральная линия веса каната в данном случае будет ломанной, правда, весьма мало отличающейся от прямой, а потому без ущерба для точности мы принимаем при построении диаграммы фиг. 13, что изменение веса совершается по закону прямой линии.

§ 14. Шкив Кооре диаметром 8 м.

По соображениям, высказанным в § 8, мы выбрали диаметр шкива Кооре 8 м.

Скручивающие моменты для этого случая определены графически на фиг. 15; результаты определения приведены в нижеследующей таблице 7.

ТАБЛИЦА 7.

	Нагрузки кгр.	Моменты кгр. м.
Подъем полезного груза.	$H_1 A_1 = 3300$	$H_2 A_2 = 13200$
Полсвина веса клетки	$H_1 G_1 = 2800$	$H_2 G_2 = 11200$
Трение в шахте.	$H_1 E_1 = 1200$	$H_2 F_2 = 4800$

Вес главного шкива диаметром 8 м. будет, вероятно, 20000 кгр.¹⁷⁾ так что $I = 66050$, а момент сил инерции при замедлении $I_0 = 63650$.

Заметим между прочим, что выбранный нами диаметр шкива вполне согласуется с существующими установками. Таблица установок, приведенная в § 8, убеждает нас в том, что диаметр, в 8 м. составляет обычное явление при канагах диаметром 45-50 м.*).

§ 15. Конический барабан.

Для конических барабанов и бобин Нгабак¹²⁾ советует брать $r \approx 700 \delta$. Оставляя прежний канат с диаметром проволоки 31 мм., мы имеем $r \approx 2,17$ м. Принимаем $r = 2,25$ м.

Наибольший радиус навивки определяется из условия равенства моментов в начале и конце подъема. Эти моменты будут соответственно

$$M_1 = (Q + P + G) r - PR$$

$$M_2 = (Q + P) R - (P + G) r,$$

Откуда при $M_1 = M_2$ получаем

$$R = \frac{r(Q + 2P + 2G)}{Q + 2P} \quad (6).$$

Для данного случая

$$R = \frac{2,25 \cdot 24500}{14500} \approx 3,8 \text{ м.}$$

Принимаем $R = 3,75$ м.

*) Рудники Донецкого бассейна не составляют исключения (шахты Шмида 3 и Капитальная Екат. О—ва).

В виду того, что моменты нагрузок в течении подъема изменяются не только пропорционально изменению самых нагрузок (как в прежде рассмотренных случаях) но и пропорционально радиусам барабана, графическое определение этих моментов приводит к более сложным построениям.

Наиболее точным является метод *Dechamps'a*¹³⁾ дающий возможность делать построение в весьма большом масштабе.

При всех своих достоинствах он обладает двумя серьезными недостатками, заставляющими предпочитать метод *Behr'a*¹⁾ (тем более, что точность здесь не играет такой роли). Недостатки эти заключаются, 1) в массе побочных построений, 2) в невозможности совместить кривы статических моментов с кривыми сил инерции, так как чертёж слишком запутывается и трудно разобраться в отдельных кривых.

Доказательством этого служат диаграммы, полученные *Habets'om* и помещенные на листе I, фиг. 1 и 4.²³⁾ Замедляет работу также перенос кривых для опускающегося каната, что при методе *Behr'a* устраняется применением второго полюса.

Для сравнения этих методов нами выстроены на фиг. 16 кривы моментов на барабане по способу *Dechamps'a*, а на фиг. 17 такая же кривая по способу *Behr'a*. Не останавливаясь на первом способе, тем более, что имеется перевод этой статьи в Горном Журнале за 1903 год, изложим способ *Behr'a* с теми пояснениями, которые дал *Wells*²¹⁾.

При постоянном радиусе навивки мы рассматриваем изменение моментов, как функцию расстояний. Здесь же придется рассматривать их изменение, как функцию числа оборотов. Средний диаметр барабана в данном случае $= 3,75 + 2,25 = 6$ м., а длина окружности 18,85 м.; следовательно число оборотов, сделанных за подъем, $\frac{600}{18,85} = 31,8$.

На фиг. 17 линия $a_1 a_2$ — представляет это число оборотов в масштабе 1 оборот $= 1$ мм. отложим от a_1 длину $a_1 c_2 = r$, а от a_2 длину $a_2 b_1 = R$ в произвольном масштабе и продолжим линию до пересечения с основанием в точке O_1 , тогда $O_1 C_2$ представит образующую дополнительного конуса, наличие которого дает возможность весьма сократить построения. Вершина конуса отстоит от a_1 на 47,7 оборота. Длина же каната, навиваемого на дополнительный конус, очевидно $\pi D 47,7 = 337$ м., а вес его $337,82 = 2760$ кгр. *Behr* и *Wells* называют канат, навитый на полном конусе, „идеальным“. В данном случае вес его $5000 + 2760 = 7760$ кгр. что мы и обозначим через G_1 .

От точки a_2 , соответствующей концу подъема, отложим момент $a_2 f = R (Q + P + G_1)$, в данном случае $= 62500$ кгр. м. и проведем прямую $a_1 f$.

Если бы нагрузка оставалась постоянной, а изменялся бы только радиус барабана, то моменты определялись бы отрезками прямых между $O_1 a_2$ и $a_1 f$; в действительности же эти моменты нужно уменьшить на величину момента каната, навитого на конус. Вес последнего пропорционален r^2 , след. момент будет пропорционален r^3 , так что концы ординат будут лежать на кубической параболе. Для построения последней отложим от a_2 момент идеального каната $= R G_1 = 29100$ кгр. м.

²¹⁾ *Dechamps* „Application de la méthode graphique etc“ R. U. d. M.

Полученную точку d соединяем с полюсом O_1 и пересечения прямой de с выбранными делениями проектируем на $a_2 f$; таким образом получают точки $e_0', e_1', e_2', e_3', e_4'$. Строим на $a_2 d$ как на диаметре полуокружность и засекаем из центра a_2 дуги радиуса $a_2 e_0', a_2 e_1'$, до пересечения с окружностью в точках E_0, E_1, E_2, E_3, E_4 , которые и проектируем на диаметр, получая каким образом точки $E_0', E_1', E_2', E_3', E_4'$. Проводя теперь лучи к полюсу O_1 , получим точки барабана $d_1, d_2, d_3...$ Ординаты между этой параболой и линией $O_1 f$ дают моменты для нагруженной клетки, а моменты каната на барабан измеряются ординатами между параболой и линией $O_1 d$.

Вместо того, чтобы переносить ординаты d_0, h_0, d_1, h_1 и т. д. к основанию $f R$, можно кривую для нагруженной клетки найти независимо от параболы, а именно: проведем из точек $E_0', E_1', E_2'...$ векторы к полюсу O_3 ; пересечение этих векторов с вертикалями, проходящими через точки $k_1, 1, 2...$ и дадут искомую кривую $\beta_0, \beta_1, \beta_2...$

Диаграмму моментов для порожней клетки найдем подобным же образом, проведя векторы из точек $g_1, I, II...$ Точка g лежит ниже точки n , соответствующей E_0' на другом барабане, на величину момента от полезного груза $Q_1 R = 12400$; точки же I, II, III, IV и γ определяется параллелями из точек $E_1', E_2'...$ Пересечения векторов с соответствующими вертикалями дадут искомую кривую моментов $\gamma_0, \gamma_1, \gamma_2...$ для порожней клетки. Ординаты между этими кривыми, перенесенные к началу hf , дают результирующую кривую AB , соответствующую кривой AB фиг. 16.

Перейдем теперь к определению моментов сил инерции.

Заметим, что момент сил инерции барабана за все время подъема постоянен, момент же этих сил от нагрузки и каната найдется умножением ординат, полученных из предыдущего чертежа, на величину $\frac{\rho}{9,81}$, где ρ —радиус произвольного сечения.

Графически эти моменты определены на фиг. 18. Отложим от точки k отрезок $k B_1 = \frac{r^2 (Q+P+G)}{9,81} = 7200$, а от точки f отрезок

$f B = \frac{R^2 (P+Q)}{9,81} = 12700$. Промежуточные точки найдутся помощью

полюса O_5 построением, ясным из чертежа. Найденная кривая $B B_1$, даст моменты сил инерции для грузной клетки. Аналогичным образом найдем кривую $A A_1$, применяя полюс O_6 , для порожней клетки, при чем

$Af = \frac{r^2 (P+G)}{9,81} = 5500$, а $A_1f = \frac{R^2 P}{9,81} = 8000$. Результирующая

кривая CC_1 найдется суммированием ординат, так что $BC_1 = 5500$ и $CB_1 = 8000$.

К моментам инерции грузов нужно добавить величину сил инерции канатов, остающихся на барабане. При наличии дополнительного конуса легко видеть, что длина идеального каната для произвольного радиуса ρ , очевидно, пропорциональна поверхности конуса, т. е. ρ^2 , а момент инерции поверхности конуса пропорционален ρ^4 .

Построение параболы 4-й степени облегчается наличием параболы 3-й степени $d_0, d_1, d_2..$ Отложим для этого $a_1 m_1 = \frac{R_2 G_1}{2 \cdot 9,81} = 5500$ и определим кривую m_1, m_1' , применяя полюс O_7 , а также вычертим

симметричную кривую m_2, m_2' для другого каната. Прямая m_1, m_1' будет отстоять от линии a_1, a_2 на величину $\frac{(G_1 - G) r^2}{2 \cdot 9,81} = 700$.

Результирующая кривая m_1, m_0, m_2 дает величину моментов сил инерции обоих канатов. Добавляя полученные результаты к кривой CC_1 , найдем линию DD_1 , к которой остается добавить еще момент инерции шкивов.

При тех же шкивах, как и в § 11, т. е. при $J_2 = 2750$, имеем для большого радиуса барабана $J_2' = J_2 \frac{R_1^3}{R_2^2} = 4280$.

Для малого радиуса $J_2'' = J_2 \frac{r^2}{R_1^2} = 1550$.

Таким образом результирующий момент сил инерции обоих шкивов, который мы можем считать постоянным за все время подъема, будет = 5830.

Вес одного барабана будет, вероятно, 3000 кг. ⁴²⁾ а плечо инерции 2,5 м., следовательно, $J_1 = \frac{30000 \cdot 2,5^2}{9,81} = 20000$, а обоих барабанов $J = 40000$.

Возвращаясь к фиг. 18, мы получим, что величина моментов сил инерции в начале подъема выразится ординатой FE , а в конце подъема ординатой $F_1 E_1$, трапеция же $FEE_1 F_1$ дает возможность определять моменты инерции в любое время, что будет необходимо при расчете машины.

§ 16. Бобина.

При плоском канате коэффициент прочности должен быть взят большим, чем при круглом канате, так как нагрузка распределяется в его сечении не одинаково.

Если какая либо прядь подвергается слишком большой нагрузке, доходящей до предела упругости материала, то проволоки начинают ломаться, так что напряжение на другие проволоки увеличивается. В Вестфалии за 7 лет разрыв плоских канатов дает 10,75%, а круглых 5 2% ⁴²⁾ общего числа канатов. В Силезии за 8 лет из 78 плоских канатов разорвалось 6 (7,69%), а из 671 круглых только 9 (1,34%). Срок службы плоского каната 13—15 месяцев, тогда как круглого 18—20 месяцев.

Коэффициент прочности для плоского каната Нгабак ⁴³⁾ советует брать = 9.

Взяв канат в 6 прядей (что обычно), получим нагрузку на 1 прядь = $\frac{8900}{6} = 1480$ кг.

Фиктивная длина $\lambda = \frac{12000}{9} = 1333$ м.

Допустим, что сечение каната изменяется через каждые 200 м.; тогда для нижней части каната имеем $\gamma' = \frac{1480}{1133} = 1,31$; $J_{\gamma'} = 1,31 \cdot 6 = 7,86$ кг.

⁴³⁾ На основании данных различных английских рудников.

Вес этой части каната $G' = 1580$ кгр.

Для средней части каната, $\gamma'' = \frac{1750}{1133} = 1,54$; $J_{\gamma''} = 9,25$ кгр;

$G'' = 1850$ кгр.

Для верхней части: $\gamma''' = \frac{2060}{1133} = 1,82$; $J_{\gamma'''} = 11$ кгр.; $G''' = 2200$ кгр.

Полный вес каната $G = G' + G'' + G''' = 5630$ кгр.

На основании таблиц Hrabak можно взять диаметр проволоки $\delta = 2,5$ мм, так что на основании формулы (2) § 7 наименьший радиус навивки = 1,75 м.

Из формулы (6) § 15 найдем $R = \frac{r(Q+2P+2G)}{Q+2P} = 3,1$ м.

Средний диаметр бобины = 4,85 м а след. число ее оборотов за подъем $n = \frac{600}{\pi \cdot 4,85} = 39,4$.

На фиг. 19 построением, аналогичным предыдущему §, найдена вершина дополнительного конуса O_1 , при чем $O_1 a_1 = 47,5$ оборотов.

От точки O_1 откладываем в произвольном масштабе $O_1 d_0$ — длину каната, навиваемого на дополнительном конусе ⁴⁵⁾, и $d_0 d_1$, $d_1 d_2$ и $d_2 d_3$, из которых каждая равна длине каната постоянного сечения, т. е. 200 м. Проектируем d_0 на прямую $a_1 c_1$ и d_3 на прямую $a_2 b_1$, таким образом получаем точки d'_0 и d''_3 . Переведем наконец вектор $O_1 d'_0$ до встречи с прямой $a_2 b_1$ в точке d''_0 и разделим отрезок $d''_0 d''_3$ на такое же число равных частей, как и прямую $a_1 a_2$ (в данном случае на 4 части).

Пересечение векторов $x_1 o_1$, $x_2 o_1$ и $x_3 o_1$ с вертикалями через точки 1, 2 и 3 дадут искомыми точки a_1 , a_2 и a_3 , принадлежащую параболу. Точки встречи этой параболы с горизонталями через d_1 и d_2 определяют положение моментов в конце каждого сечения и их радиусы ρ_1 и ρ_2 . Из чертежа имеем, что $\rho_1 = 2,3$ м и $\rho_2 = 2,75$ м.

Построение моментов для грузовой и порожней клетей выполнено на фиг. 20, где

$$\begin{aligned} k \beta_0 &= r(Q+P+G'+G''+G''') = 25400, & k \gamma_0 &= R P = 17400, \\ k_1 \beta_1 &= \rho_1(Q+P+G'+G'') = 28400, & k_1 \gamma_1 &= \rho_1(P+G') = 19700, \\ k_2 \beta_2 &= \rho_2(Q+P+G') = 28800, & k_2 \gamma_2 &= \rho_2(P+G'+G'') = 20800, \\ f \beta_3 &= R(Q+P) = 27600, & f \gamma_3 &= r(P+G'+G''+G''') = 19700. \end{aligned}$$

Величина ординат между этими кривыми даст значение результирующего момента. Относя последняя к началу kf , мы получим кривую AB , при чем $k A = 8000$ кгрм, а $f B = 1900$ кгрм.

Моменты сил инерции определены на фиг. 21, где

$$\begin{aligned} k A &= \frac{R^2 P}{9,81} = 5500, & B_1 C &= \frac{R^2 P}{9,81} = 5500, \\ f A_1 &= \frac{r^2(P+G)}{9,81} = 3500, & B C_1 &= \frac{r^2(P+G)}{9,81} = 3500, \\ k B_1 &= \frac{r^2(Q+P+G)}{9,81} = 4550, & C D &= C_1 D_1 = \frac{R^2 G_1}{29,81} - \frac{r^2(G_1 \cdot G)}{2 \cdot 9,81} = 3500, \\ f B &= \frac{R^2(P+Q)}{9,81} = 8700, & E D &= E_1 D_1 = 5830, *) \\ k F &= f F_1 = 2 J_1 = 15000, \end{aligned}$$

⁴⁵⁾ Эта длина, очевидно, равна 47,5. $\pi \cdot 1,75 = 261$ м.

*) См. § 15.

Таким образом изменение моментов сил инерции представлено трапеций $F E F_1 E_1$, к рассмотрению которой мы вернемся при определении работы машины.

§ 17. Цилиндро-конические барабаны

Переходом от цилиндрических к коническим барабанам являются цилиндроконические барабаны. Мы произведем лишь вычисления, необходимые для сравнения этих барабанов с другими. Оставляя прежним наименьший радиус наливки, мы можем наибольший радиус взять равным 3,5 м.

Рассмотрим 3 случая:

- а) число витков каната на конической части 12 (что соответствует периоду ускорения);
- в) число этих витков 18, и, наконец,
- с) число витков 24.

Схематический чертеж барабана для случая а) — представлен на фиг. 22; в) — 24, и с) — 26.

Аналогичный чертеж для конического барабана, рассмотренного в § 15, представлен на фиг. 28.

Диаграммы скручивающих моментов, представленные на фиг. 23, 25 и 27, вычерчены аналогично фиг. 17 и потому останавливаться на построениях мы не будем, а составим таблицу 8, на основании которой и сделано это построение.

Примем следующие обозначения:

$n_1 = a_1$, $a_1' = 2a_2'$ — число оборотов конич. части барабана; $n_2 = a_1' a_2 = a_2' a_1$ — тоже цилиндр. части; $n_3 = O_1 a$ — число оборотов дополнительного конуса; $S_1 = c_1$, $b_1' = c_2$, b_2' — длина каната на конич. части барабана и G_1 — вес его; $S_2 = b_1$, $b_1' = b_2'$, b_2 — длина каната на цилиндрич. части барабана и G_2 — вес его; $S_3 = n_2$, $n_3 = O_1 c_1 = O_2 c_2$ — длина каната на дополнительной части конуса и G_3 — вес его; $Ak = m \beta_0$ — результирующий момент в начале подъема, $Bf = l_1$ — тоже в конце подъема.

ТАБЛИЦА 8.

Случай.	n_1	n_2	n_3	S_1 м.	G_1 кгр.	S_2 м.	G_2 кгр.	S_3 м.
a	12	17,4	21,6	217	1780	383	3220	153
b	18	12,4	32,4	326	2680	274	2320	230
c	24	7,55	43,2	434	3560	66	1440	308

Случай.	G_3 кг.	$a_1' d = R$ ($G_1 + G_3$) кгр.	$di = R(Q + P + G_2)$ кгр	$A k$	$B f$	M_{max}	M_{min}
a	1250	10600	42800	12000	7000	17000	5000
b	1890	16000	39400	12000	7000	12000	7000
c	2520	21200	36200	12000	7000	12000	7000

Постоянные величины, кроме Ak и Bf , будут $R P = mk = 1960$ кгм.
 $R Q = ng = 11500$ кгм. $R (P + Q) = lf = 31100$ кгм.

Определять работу машины для каждого случая мы не будем, а поэтому отпущено и определение моментов сил инерции.

ГЛАВА III.

Условия работы и методы расчета подъемных машин.

§ 18. Общая замечания.

Едва ли найдется другая отрасль машиностроения, в которой методы расчета были бы настолько разнообразны, как расчет шахтных подъемников, исключая электрических подъемных машин, где легко учесть все условия работы, влияние сил инерции движущихся частей и вести расчет с математической точностью.

Далеко не в таких благоприятных условиях находятся паровые машины. Наличие шатунно-кривошипного механизма заставляет изменять несколько ход расчета. Дело в том, что при расчете машин этого типа должно быть поставлено условие, чтобы один цилиндр был в состоянии преодолеть наибольший статический момент, получающийся на окружности барабана. Но этого мало; когда один из кривошипов находится в положении, соответствующем отсечке, другой может находиться недалеко от мертвого положения (что, впрочем, зависит всецело от степени отсечки) и, следовательно, касательное усилие, получающиеся от ведущего кривошипа, будет незначительно.

Ниже будет указано влияние отсечки на величину этого касательного усилия, теперь же лишь отметим этот факт для того, чтобы указать, что с ним приходится считаться и принимать это условие в расчет.

Обычно для сообщения движения машине в аналогичных случаях (при сдвоенных машинах с кривошипами, расположенным под 90°) достаточно дать задний ход и тем самым ввести в работу другой кривошип. При шахтных подъемниках дело обстоит не так просто.

Большой диаметр барабана (при шкиве Коера даже в случае не очень большой глубины нередко можно встретить диаметр в 8 м. *) не всегда допускает значительный задний ход, так как уже при небольшом повороте барабана уровень клетки изменяется значительно.

Благоразумно, поэтому, учесть самое невыгодное положение кривошипов и, исходя отсюда, определять размеры цилиндров. К такому выводу приходят Behr ¹⁾, Norton ²⁾, Wells ³⁾, Futers ⁴⁾, Dam ⁵⁾ и др.

Кроме того, рассчитывая машину на наибольший скручивающий момент в начале, середине и конце подъема, приходится принимать во внимание и тот случай, когда одна из клеток покоится на кулаках и, следовательно вес другой клетки неуравновешен.

Для того, чтобы машина выподняла и это условие, Behr, Wells и др. предлагают к начальному моменту добавлять момент от половины веса клетки, другими словами, произведение из половины веса клетки на радиус барабана.

* Шахта капитальная (H до 225 м. D=8 м); Шмидт 3 (H=165 м. D=8 м); Zollverein I (H=274 м. D=8,06 м.); Kaiser Friedrich (H=296 м. D=8 м.).

§ 19 Расчеты, предполагаемые различными авторами.

Прежде чем перейти к расчетам, определим величины скручивающих моментов в различные периоды подъема.

К обозначениям, принятым в § 5, добавим следующие:

M_1 —момент в начале подъема, M_2 —тоже в середине подъема, M_3 —тоже в конце подъема, M_4 —момент подъема верхней грузовой клетки выше устья шахты, когда нижняя покоится на кулаках, M_5 —момент подъема нижней клетки, когда верхняя опирается на кулаки, B —момент от трения в шахте.

Скручивающие моменты выразятся следующими формулами таблица 9:

ТАБЛИЦА 9.

Значение моментов.	Величина моментов.	
	Конический барабан или бобина.	Цилиндрический барабан.
M_1	$(Q + P + G)r - PR + B$	$(Q + G)R + B$
M_2	$(Q + P + \frac{G}{2})r \cdot (P + \frac{G}{2})R + B$	$QR + B$
M_3	$(Q + P)R - (P + G)r + B$	$(Q - G)R + B.$
M_4	$(Q + P)R - Gr + B$	$(Q + P - G)R + B$
M_5	$(P + G)r + B.$	$(P + G)R + B.$

Значение B будут дано при отдельных расчетах, приведенных ниже.

Habets ⁶⁾ для определения скручивающих моментов рассматривает 3 случая:

а) при кулаках, требующих предварительного подъема клетки, нужно брать наибольший из следующих моментов M_1, M_3, M_4 .

Он считает, что в этом случае при паровой машине бесполезно принимать во внимание динамический момент в период ускорения, так как машина, рассчитанная на статические условия, окажется вполне достаточной на преодоление сил инерции работой двух цилиндров. Подобное утверждение однако не всегда справедливо. При больших цилиндрических барабанах без противовесного каната, имеющих широкое распространение в Англии, а также применяющихся и на рудниках континента Европы, влияние сил инерции на время подъема весьма значительно и должно быть принято в расчет.

в) при кулаках, не требующих подъема клетки, выбирают M_{max} из M_1, M_3 .

с) При уравновешенных канатах (шкив Коере) статический момент равен M_2 , и маневры часто производятся без кулаков.

В формулы *Habets*'а момент трения в шахте не входит; правда,

в своей статье ²⁰⁾ *Habels* принимает силу трения равной 15% от полезного груза (при шкиве *Кюере*).

Что касается размеров машины, то они определяются в случае а и б по формуле $M_{max} = K (p_0 - p_1) \frac{\pi D^2}{4} r m$, а в случае с

$(M_1 + G) 2 \pi = 2 K (p_0 - p_1) \frac{\pi D^2}{4} 4 r m$, где $r m$ (радиус кривошипа) $= 0,75 D - D$ так чтобы скорость поршня не превосходила 1,5—2 м./сек.

K (коэфф пол. действия) для больших машин 0,68—0,7, для средних 0,6—0,65 для лебедок 0,5—0,55. p_0 и p_1 —давление впуска и противодействие; G —динамический момент.

Н. мер ²⁵⁾ предлагает при $G > \frac{P}{2}$ вести расчет по скручивающему моменту M_1 , а при $G < \frac{P}{2}$ по M_4 .

При чем трение в шахте он принимает равным 0,04 ($Q + 2 P + G$). *)

Размеры машины определяются расчетными формулами, предложенными *Hrabák*'ом. Последний ²⁶⁾ рассчитывает машину так, чтобы она преодолевала

а) начальный момент M_1 при условии, что один из кривошипов находится в мертвом положении, а другой в самом благоприятном, **) т. е. $M_1 = [Q + G + 0,05 (Q + 2 P + G)] R \leq 10000 p_n \cdot 0,5 L$, или $M_1 \leq 5000 p_n \cdot 0 L$ (наполнение 0,8).

б) средний момент $M_2 = [Q + 0,05 (Q + 2 P + G)] R$ при наивыгоднейшем наполнении помощью обоих цилиндров, т. е.

$$\frac{1}{2} M_1 \leq 0,5 L \left(\frac{2 \cdot 10000}{\pi} p_n \cdot 0 \right) \text{ или}$$

$$\frac{1}{2} M_2 \leq 3183 p_n \cdot 0 \cdot L \text{ (наивыгоднейшее наполнение).}$$

в) момент в конце подъема (когда груженная клеть поднимается выше кулаков а порожняя покоится на кулаках) $M_4 = [Q + P - G + 0,05 (Q + P + G)] R$ обоими цилиндрами, хотя бы и при наибольшем наполнении, т. е. $\frac{1}{2} \leq 3183 p_n \cdot 0 \cdot L$ (наполнение 0,8).

Точку зрения *Hrabák*'а разделяет *Reiche* ²⁷⁾ и *Durham* ²⁸⁾.

Проф. *Тиме* совершенно справедливо предлагает учесть момент M_5 (см. выше) и рассчитывать машину по наибольшему из моментов M_4 и M_5 .

Это же требование к подъемным машинам предпродъявляет *Маковский*, ⁷⁾ указывая, что машина Центральной шахты Новороссийского Общества может не преодолеть момента M_5 силой одного цилиндра ***.

*) Проф. *Кондратьев* (Курс подъемных машин, стр. 29), ведя расчет аналогично *Наву*, предлагает для M_1 увеличить трение на величину $\frac{Av^2}{8}$, где A —площадь клетки, v — скорость ее.

**) Курсив наш

***) Кстати заметим, что опасения *Маковского* едва ли основательны, т. к. полученный им коэф. пол. действия 0,86 (при $M_k = 13725$) как раз соответствует коэф. предложенному *Hrabák*'ом (*Hilfbuch f. D—m—T*, J. 221), а именно 0,865 для $M_k = 1000$ и 0,872 для $M_k = 20000$.

Нельзя обойти молчанием очень обстоятельные расчеты *Futers'a* ¹⁴⁾. Выше уже было указано, что он учитывает самое неблагоприятное положение кривошипов, благодаря чему машины получаются несколько больших размеров, чем при обычных расчетах.

Иногда машина, рассчитанная на основании статических моментов, может оказаться недостаточной для преодоления динамических усилий; в этом случае она должна быть рассчитана несколько иным путем. Задаваясь временем ускорения t_1 , легко определить работу машины за этот период, а следовательно, и ее размеры. Зная наибольшую допускаемую скорость v_1 , мы определяем путь S_1 , пройденный за время ускорения по формуле $S = \frac{v_1 t_1}{2}$, считая ускорение постоянным

а также и число оборотов барабана за это время $n_1 = \frac{S_1}{2\pi R}$.

При наиболее часто встречающемся отношении хода поршня к диаметру цилиндра $= 2$, величина последнего определится по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{F + E [Q + G - \gamma S_1 + \mu (Q + 2P + G)] S_1}{2 \pi \cdot 10000 p_i \cdot n_1 \cdot \xi}}$$

Здесь:

F —работа на преодоление сил инерции барабана и шкивов, E —работа на преодоление сил инерции нагрузок, μ —коэфф. трения для канатных проводников, можно брать $= 0,02$; для деревянных и рельсовых *Futers* предлагает брать $0,025$, p_i —среднее индикаторное давление, ξ коэфф. полезного действия.

Ведение расчета паровой подъемной машины на основании динамических усилий заметно и у немецких авторов. Можно отметить детальное аналитическое исследование движения клетки, опубликованное проф. *Неггманн* ^{ом.} ²⁾ Метод *Неггманн*'а имеет чисто теоретическое значение и не применим для всех тех случаев, которые могут представиться при расчете с бобицами или коническими барабанами.

Наиболее удобным и простым является метод *Behr*'а ¹⁾ которым мы и воспользуемся для сравнения различных типов барабанов.

Однако прежде чем излагать самый метод, необходимо вывести основную формулу, которую дает *Behr* на стр. 12 указанной статьи:

$$M_1 = \frac{8 F f}{2 \pi c_1} \quad (7)$$

Здесь:

M_1 —средний момент при действии обоих цилиндров, F —начальный момент, когда один из кривошипов находится в положении отсечки, а другой в самом невыгодном положении, f —коэффициент полноты индикаторной диаграммы, c —синус угла между кривошипом и шатуном.

Для вывода этой формулы и определения численных значений входящих в нее выражений нам необходимо рассмотреть зависимость между величиною наполнения и касательным усилием, развивающимся на окружности кривошипа.

§ 20. Зависимость между величиною наполнения и касательными силами для статических условий.

Выяснить эту зависимость необходимо, потому что от величины касательных усилий, развивающихся по окружности кривошипа, зави-

сят размеры машины. Выше, § 18, указаны те соображения, по которым следует учитывать самое невыгодное положение кривошипов. Это положение не вводится в расчет авторами континента Европы. Правда, *Hauer*,²⁵⁾ учитывая касательные усилия говорит, что для обыкновенных машин без конденсации отношение площадей поршня для статических и динамических условий меньше единицы, и поэтому достаточно вести расчет на основании статических моментов; но

1) *Hauer* не принимает во внимание работы на преодоление сил инерции

2) Он берет давление пуска равным 1,2 приемного давления при работе обоими кривошипами, что справедливо лишь для установившегося движения при наибольшей скорости. Многочисленные диаграммы полученные *Wallich's* ом и *Hoffmann's* ом за период всего подъема доказывает постепенность падения давления, так что за период ускорения средняя величина этого давления едва ли соответствует цифре данной *Hauer's* ом.

Для определения касательных усилий для одинарного хода мы остановились на графическом методе, как более наглядном. Как видно из фиг. 29, давление впуска нами принято в 6 атм.

Для условий пуска мы можем принять, что противодействие равно 0, тем более, что падение давления от котлов будет менее при установившейся скорости.

На фиг. 30 определены касательные усилия по методу проф. *Угарова*²⁹⁾, при чем вспомогательная полуокружность разделена на 20 равных частей. Эти касательные усилия дают возможность выстроить диаграмму усилий, как для одного, так и для другого кривошипов. Построение это сделано на фиг. 31, при чем сплошная линия относится к ведущему кривошипу, а пунктирная—к следующему.

Рассмотрим взаимное положение кривошипов в моменте отсечки, которую примем равной 0,8.

Определение углов кривошипов с линией мертвых точек сделано на фиг. 30. Отложив от точки *A* по линии мертвых точек величину $AA_1 = 0,8 AB$ и спроектировав точку *A*₁ на главную полуокружность, получаем точку *C*₂. Угол наклона кривошипа с линией мертвых точек равен $\angle AOC_2$; из чертежа $\angle AOC_2 = 122^\circ$.

Очевидно, угол второго кривошипа $= 122^\circ - 90^\circ = 32^\circ$. На фиг. 33 (1—случай) изображено это соотношение. Здесь парораспределительные органы перекрывают пар в цилиндр *A*, и движение совершается только помощью кривошипа *B* до момента предварения впуска пара в цилиндр *A*. Найдем касательное усилие, развиваемое кривошипом *B*. Для этого достаточно провести перпендикуляр к линии *OC*₂ и определить его пересечение с вспомогательной полуокружностью. Точка пересечения приходится по середине между 3 и 4. Впрочем можно обойтись и без этого построения, вспомнив, что дуга в 90° угловое расстояние между кривошипами) соответствует 10 делениям, а так как *C*₂ *O* пересекает вспомогательную полуокружность посередине между 13 и 14, то, очевидно, положение кривошипа $B = 3\frac{1}{2}$ делениям. Взяв соответствующую ординату из диаграммы для кривошипа *B* фиг. 31, мы найдем, что касательное усилие $T_1 = 3,75$ атм. (кр./см.²).

Второе критическое положение будет тогда, когда кривошип *B* займет место кривошипа *A* (в предыдущем случае).

Угол кривошипа A с нулевым положением тогда будет $=122^\circ + 90^\circ = 212^\circ$, а соответствующее касательное усилие $T_2 = 2,7$ атм.

Для определения 3 го и 4 го критических положений необходимо знать углы кривошипов в моменте отсечки. Находятся они способом, аналогичным предыдущему с той разницей, что величина $0,8 AB$ откладывается от точки B . Так как $\angle C_1 O = 131^\circ$, то кривошип A будет, очевидно, под углом $131 + 180 = 311^\circ$, а кривошип B под углом $311 - 90 = 221^\circ$. Пар в цилиндре A закрыт и ведущим кривошипом является только B .

Вследствие того, что OC_1 пересекает вспомогательную полуокружность между точками 34 и 35 , (ближе к 35), для определения касательного усилия, действующего на кривошип B , ординату надо взять между 24 и 25 ; численное значение ее $T_3 = 3,4$ атм.

Наконец, для 4-го критического положения, фиг. 33, IV, угол кривошипа A будет 41° , а кривошип $B - 311^\circ$; касательное усилие, действующее на кривошипе A , из фиг. 31 определится так $T_4 = 4,55$ атм.

Из предыдущего видно, что самое невыгодное положение получается во втором случае когда $T = 2,7$ атм.

Размеры машины, рассчитанной на преодоление наибольшего момента помощью этого усилия оказались бы очень велики для обыкновенной работы; в виду этого большинство английских заводов снабжает подъемные машины особым клапанно-кулисным парораспределением, дающим возможность давать наполнение до $0,95$. Примеры такого парораспределения можно найти в сочинениях Futers'a ¹⁴, Hughes'a ¹⁵ Hurst'a ⁸⁰.

Оставляя этот вопрос, как выходящий за пределы настоящей статьи, переходим к определению касательных усилий при работе обоими кривошипами.

§ 21. *Определение касательных сил для динамических условий.*

Применим тот же метод, что и в предыдущем параграфе, но только усилия, действующие по шатуну берем на основании индикаторных диаграмм. На фиг. 29*, выстроены диаграммы для переднего и заднего ходов, а на фиг. 30 определены касательными усилия для отдельных положений.

Результирующая кривая при работе обоими кривошипами выстроена на фиг. 32 и дает возможность определить среднее касательное усилие для динамических условий.

В нижеследующей таблице 10 приведены численные значения, как отдельных ординат, так и их арифметического среднего для каждого квадранта.

ТАБЛИЦА 10.

К В А Д Р А Н Т Ы.			
Первый	Второй.	Третий.	Четвертый.
5,75	5,75	5,75	5,75
6,55	6,2	6,75	7,1
7,2	6,5	7,3	8,1
7,75	6,7	7,75	8,65
8,05	6,95	8,0	9,1
8,3	7,0	8,25	9,4
8,0	6,9	8,1	9,2
7,5	6,6	7,8	8,7
7,0	6,25	7,35	8,0
6,45	6,0	6,6	7,15
7,255	6,485	7,365	8,115

*) Фиг. 29, 31 и 32 предполагались быть отпечатанными в виде клише и теперь выпущены.

Следовательно, среднее усилие на оба кривошипа будет.

$$\frac{7,255 + 6,485 + 7,365 + 8,115}{4} = 7,305 \text{ атм.}$$

§ 22. Вывод основной формулы.

Наименьшее касательное усилие для статических условий, как видно из фиг. 31, равно 4,8 атм. а следовательно, отношение между динамическим и статическим усилиями, которые очевидно, равно отношению соответствующих моментов, будет $\frac{7,305}{4,8} = 1,5$. Это соотно-

шение можно вывести аналитически след. образом: пусть P —полное давление пара на поршень; F —статический момент; M_1 —динамический момент; r —радиус кривошипа; f —коэф., полноты индикат диаграммы, c —коэф., зависящий от степени отсечки (для $\frac{S_1}{S} = 0,95$, $c = 0,8$).

Работа обоих цилиндров за 1 оборот равна $2 P 4 fr = 8 (Pr f = 8 Ff$. Средний вращающий момент на оба кривошипа M_1 , равен среднему касательному усилию, умноженному на r , а работа за 1 оборот $2\pi M_1$. Из равенства работ получаем $8 Ff = 2\pi M_1 c$, откуда,

$$M_1 = \frac{8 Ff}{2 \pi c} \quad (8)$$

Эта основная формула и применяется *Behr*'ом при расчетах. Подставляя численные значения ($f = 0,95$ и $c = 0,8$) имеем $M_1 = 1,51 F$. При расчетах мы принимаем $M_1 = 1,5 F$. (9)

Вывод формул для определения пройденного пути и времени подъема.

§ 23. Канат уравновешен.

В этом случае работа подъема постоянна и равна $Q S$, где S —путь пройденный за данное время. Работа на преодоление трения в шахте для всех случаев принимается нами также постоянной, и здесь будет $= 0,05 (Q + 2 P + 2 G) S$.

Сумма этих работ даст действительную работу машины, если не принимать во внимание работы на преодоление сил инерции. Последняя будет уходит на сообщение кинетической энергии движущимся массам, которая, как известно, для тел вращающихся около неподвижной оси, $C = J \frac{\omega^2}{2}$; (10)

где J —полярный момент инерции, ω —угловая скорость.

Наконец работа замедления при отсутствии торможения (идеальный случай) равна работе ускорения. Остается добавить для полноты картины еще работу на трение машины, и тогда мы располагаем всеми данными для графического представления о работе подъемной машины в различные периоды движения.

Отложим по оси абсцисс пространства а по оси ординат моменты

На фиг. 34 aa_1 —глубина шахты, ob —момент от трения в шахте $= 0,05 (Q + 2 P + 2 G) R$, bc —момент от подъема полезного груза QR .

cd — момент от половины веса клетки $\frac{P}{2} R$, cf — принятый нами мо-

мент для пуска в ход $\left(\frac{P}{2} + \xi\right) R$, где ξ зависит от статических условий, ae — момент трения машины (величина фиктивная) = 25% от af , так что $e = 80\%$ от ef .

Тогда статический момент $F = ef$.

Нами выведено, что динамический момент при работе обоих кривошипов $M_1 = 1,5 F$.

Откладывая численное значение M_1 от точки e мы получаем точку h .

Приблизительно можно принять, что момент $m_1 = ch$ уходит на преодоление сил инерции.

Правда, это не вполне справедливо, так как нужно принимать во внимание движущия усилия, а не моменты; но, в виду того, что в диаграмме мы везде принимаем моменты, соотношение работ за разные периоды подъема остается равным действительному.

Обозначив момент в конце подъема через M_2 , мы получим, что дополнительный момент, остающийся от работы ускорения в конце его, $m_2 = M_2 - A_1$.

Момент M_2 выбирается сообразно работ машины и требуемой скорости. Имея m_1 и m_2 мы можем графически найти работу машины за период ускорения.

При этом может быть три случая: а) — ускорение уменьшается постепенно (случай паровой машины, когда отсечка за период ускорения уменьшается), в) — ускорение постепенно увеличивается в случае электродвигателя, с) — ускорение постоянно.

Случай а).

Приняв, что ускорение изменяется по закону прямой линии, мы замечаем, что трапеция $chkl$ площадь которой $\frac{(m_1 + m_2) S_1}{2}$, пропорциональна работе.

С другой стороны, та же площадь представляет произведение из радиуса барабана на работу ускорения, так как на фиг. 34 ординатами служат моменты, а не простые силы.

На основании (10) имеем

$$\frac{(m_1 + m_2) S_1}{2} = CR = RJ \frac{\omega_1^2}{2} \quad (10')$$

где ω_1 — наибольшая угловая скорость.

Если v_1 — наибольшая скорость подъема то $\omega_1 = \frac{v_1}{R}$.

$$\text{Следовательно,} \quad \frac{(m_1 + m_2) S_1}{2} = \frac{J v_1^2}{2 R}, \quad (11)$$

$$\text{Откуда} \quad S_1 = \frac{J v_1^2}{R (m_1 + m_2)} \quad (12)$$

Исследуем зависимость между переменными m , s , v и t . Заменим для этого v_1 , m_2 и s_1 переменными величинами v , m и s , при чем зави-

симось
$$\frac{(m_1 + m) S}{2} = \frac{J v^2}{2 R} \quad (13)$$

сохраняем свою силу.

Из уравнения 13) имеем $v^2 = (m_1 + m) S \cdot \frac{R}{J}$

или
$$v = \pm \sqrt{\frac{R}{J}} \sqrt{(m_1 + m) S}.$$

Так как скорость есть производная пространства по времени, то

$$\frac{ds}{dt} = \pm \sqrt{\frac{R}{J}} \sqrt{(m_1 + m) S}. \quad (14)$$

Обозначим $\frac{m_1 - m}{S}$ через a , т. е. $m = m_1 - as$. (15)

Заменяя в выражении (14) величину m из (15), получим

$$\frac{ds}{dt} = \pm \sqrt{\frac{R}{J}} \sqrt{2 m_1 s - as^2},$$

откуда
$$dt = \pm \sqrt{\frac{J}{R}} \sqrt{2 m_1 s - as^2} ds$$

Интегрируя, имеем

$$t = \pm \sqrt{\frac{J}{R}} \int_0^s \sqrt{2 m_1 s - as^2} ds$$

Интеграл $x = \int \sqrt{2 m_1 s - as^2} ds$

Приводится к виду

$$x_1 = -\sqrt{\frac{1}{a}} \arcsin \left(\frac{m_1 - as_1}{m_1} \right) + C_0.$$

Для нашего случая, интегрируя в пределах, получаем

$$\begin{aligned} t &= \pm \sqrt{\frac{J}{R}} \left(\int_{s_1}^s \sqrt{2 m_1 s - as^2} ds - \int_0^s \sqrt{2 m_1 s - as^2} ds \right) = \\ &= \pm \sqrt{\frac{J}{R}} \left\{ -\sqrt{\frac{1}{a}} \arcsin \left(\frac{m_1 - as_1}{m_1} \right) + \frac{\pi}{2} \right\}. \end{aligned}$$

Принимая во внимание, что по ур-ю (15) $m_1 - as = m_2$ имеем

$$t = \pm \sqrt{\frac{J}{R}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{m_2}{m_1} \right)$$

Так как t_1 по существу положительно, то нужно у подкоренного количества взять знак $+$, тогда

$$t_1 = \sqrt{\frac{J}{Ra}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{m_2}{m_1} \right).$$

Подставляя вместо a его значение из (15), получим

$$t_1 = \sqrt{\frac{J S_1}{R(m_1 - m_2)}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{m_2}{m_1} \right). \quad (16)$$

Формула (16) дает возможность определять время при данных R , J , m_1 и m_2 ; путь же, пройденный за время ускорения, определится из формулы (12).

Случай б.

Воспользуемся формулой (14) $\frac{ds}{dt} = \pm \sqrt{\frac{R}{J}} \sqrt{(m_1 + m) S}$ с той разницей, что здесь $m = m_1 + as$. (17)

Заметим m в формуле (14) величиною, полученой из (17), т. е.

$$\frac{ds}{dt} = \pm \sqrt{\frac{R}{J}} \sqrt{2 m_1 s + as^2}, \text{ или}$$

$$dt = \pm \sqrt{\frac{J}{R}} \sqrt{2 m_1 s + as^2} \frac{ds}{ds}$$

Интегрируя, получим $t_1 = \pm \sqrt{\frac{J}{R}} \int_0^{s_1} \sqrt{2 m_1 s + as^2} ds$

Так как коэффициент при $S^2 > 0$, то интеграл приводится к виду

$$\int \sqrt{a + 2bx + cx^2} = \sqrt{\frac{1}{c}} \operatorname{lge} [b + cx + \sqrt{c} \sqrt{a + 2bx + cx^2}] + C.$$

Для нашего случая

$$t_1 = \pm \sqrt{\frac{J}{R}} \int_0^{s_1} \frac{ds}{\sqrt{2 m_1 s + as^2}}$$

$$= \sqrt{\frac{J}{Ra}} \operatorname{lge} (m_1 + as_1 + \sqrt{a} \sqrt{2 m_1 s_1 + as_1^2}) - \int_0 \quad (18).$$

Интеграл \int_0 определится из условия, что при $S_1=0$ и $t_1=0$, т. е.

$$\int_0 = \pm \sqrt{\frac{J}{Ra}} \operatorname{lge} m_1.$$

Подставляя значение \int_0 в формулу (18), имеем

$$t_1 = \pm \sqrt{\frac{J}{Ra}} \left\{ \operatorname{lge} (m_1 + as_1 + \sqrt{a} \sqrt{2 m_1 s_1 + as_1^2}) - \operatorname{lge} m_1 \right\},$$

или $t_1 = \pm \sqrt{\frac{J}{Ra}} \operatorname{lge} \left(\frac{m_1 + as_1 + \sqrt{a} \sqrt{2 m_1 s_1 + as_1^2}}{m_1} \right); \quad (18 \text{ bis})$

$$m_2 = m_1 + as_1 \quad (17 \text{ bis}).$$

но следовательно $t_1 = \pm \sqrt{\frac{J}{Ra}} \operatorname{lge} \left\{ \frac{m_2 + \sqrt{as_1} (2 m_1 + as_1)}{m_1} \right\}$

Выражение $\sqrt{as_1(2m_1+as_1)}$ преобразуется следующим образом:
 $\sqrt{as_1(m_1+sa_1+m_1)} = \sqrt{as_1(m_2+m_1)} = \sqrt{(m_2-m_1)(m_2+m_1)} = \sqrt{m_2^2-m_1^2}$.

Окончательно имеем

$$t = \sqrt{\frac{J S_1}{R(m_2 - m_1)}} \operatorname{lge} \left(\frac{m_2}{m_1} + \sqrt{\left(\frac{m_2}{m_1}\right)^2 - 1} \right). \quad (19)$$

Путь пройденный за время ускорения, определяется из той же формулы (12).

С л у ч а й с .

Наконец, при постоянном ускорении, что имеет место в том случае, когда отсечка за весь период ускорения остается максимальной, предыдущая формулы значительно упрощаются.

Здесь $m_2 = m_1$, поэтому

$$S_1 = \frac{J v_1^2}{R(m_1 + m_2)} = \frac{J v_1^2}{2 R m_1} \quad (20)$$

С другой стороны, $S_1 = \frac{t_1 v_1}{2}$ откуда

$$t_1 = \frac{2 S_1}{v_1} \quad (21)$$

Предыдущая формулы дают возможность определить время и путь за период ускорения.

Переходим теперь к периоду замедления. Возвращаясь к фиг. 34, мы видим, что площадь $chkl$ равна площади $e_2 e_1 e_1 l_2 = CR = \frac{J w_1^2}{2} R$.

$$\text{Очевидно, } A_1 S_3 = R J_0 \frac{w_1^2}{2} = \frac{J_0 v_1^2}{2 R},$$

$$\text{Откуда } S_3 = \frac{J_0 v_1^2}{2 R A_1} \quad (22)$$

$$\text{Время замедления } t_3 = \frac{2 S_3}{v_1} \quad (23)$$

Путь S_2 , пройденный с полной скоростью, будет

$$S_2 = H - (S_1 + S_3) \quad (24)$$

Время же полной скорости

$$t_2 = \frac{S_2}{v_1} \quad (25)$$

Полное время подъема

$$T = t_1 + t_2 + t_3 \quad (26)$$

§ 24. Канат не уравновешен

Диаграмма работы машины, составленная аналогично предыдущему §, представлена на фиг 35.

Работа подъема здесь величина переменная и определится из аналитического выражения

$$E = \int_0^{s_1} \left\{ Q + \gamma H - 2\gamma s \right\} ds,$$

где очевидно $\gamma H = G$.

Решая интеграл, получим

$$E = Q S_1 + \gamma S_1 (H - S_1) + C_0.$$

Постоянная C_0 определится из того условия, что при $S_1 = 0$ и $E_0 = 0$, т. е.

$$E = Q S_1 + \gamma S_1 (H - S_1) \quad (27)$$

$$\text{Работа на трение в шахте равна } (Q + 2P + G) S_1. \quad (28)$$

Формулы предыдущего § для определения пути и времени ускорения и здесь сохраняют свою силу, но выражение статического момента в конце периода ускорения будет иное. Пусть $M_2 = m_2 = A_2$, а момент в конце подъема A_4 , тогда

$$A_2 = A_4 + (H - S_1) \operatorname{tg} \alpha.$$

где α —угол наклона между отрезками cc_1 и ee_1 , при этом α —величина фиктивная, т. к. ординаты выражены в кгм. а абсциссы в м; она введена лишь для облегчения расчетов.

Добавочный момент в конце периода ускорения

$$m_2 = M_2 - A_2 = M_2 - \left\{ A_4 + (H - S_1) \operatorname{tg} \alpha \right\}. \quad (29)$$

На основании (10') имеем

$$S_1 = \frac{2 CR}{m_1 + m_2} \quad (30)$$

Решая уравнения (29) и (30) относительно m_2 и приняв во внимание, что $A_1 - A_4 = H \operatorname{tg} \alpha$ и $A_1 + m_1 = M_1$, получим

$$m_2 = - \frac{M_1 - M_2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{M_1 - M_2}{2}\right)^2 + (M_2 + A_1) m_1 + 2 CR \operatorname{tg} \alpha}.$$

Здесь нужно взять положительное значение корня, т. к. величина m_2 по существу > 0 , и линия динамических моментов не пересекает линии статистических моментов. Следовательно окончательно имеем

$$m_2 = - \frac{M_1 - M_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{M_1 - M_2}{2}\right)^2 + (M_2 - A_1) m_1 + 2 CR \operatorname{tg} \alpha} \quad (31)$$

Уравнение (31) очень сложно и едва ли применимо для расчетов; гораздо удобнее пользоваться ур—нием (12), подставляя различные значения m_2 и получая значение S_1 . Определяя из чертежа A_2 соответствующее найденному S_1 и прибавляя m_2 , мы получаем динамический момент в конце периода ускорения.

Если M_2 оказывается недостаточным для данных условий, то задаются новым m_2 . *Behr* говорит, что уже первая подстановка дает удовлетворительные результаты.

Формулы для пути и времени замедления приобретают также новый вид, так как кривая моментов здесь представлена наклонной линией.

Очевидно, площадь трапеции $c_2 c_1 e_1 e_2$, фиг. 35, равна

$$\frac{(A_3 + A_4)}{2} = CR = \frac{J_0 v_1^2}{2 R},$$

$$\text{откуда } S_3 = \frac{J_0 v_1^2}{R (A_3 + A_4)} \quad (32)$$

С другой стороны, зависимость между S_3 и A_3 , и A_4 можно выразить через тангенс угла линий cc_1 и ee_1 , а именно,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{A_3 - A_4}{S_3} = \frac{ce - c_1 e_1}{H} = \beta.$$

$$A_3 = A_4 + \beta s_3. \quad (33)$$

Подставив значение A_3 в ур-ие (32), имеем уравнение

$$\beta s_3^2 + 2 A_4 s_3 - \frac{J_0 v_1^2}{R} = 0;$$

решая которое относительно s_3 , найдем

$$s_3 = \frac{-A_4 \pm \sqrt{A_4^2 + \frac{J_0 v_1^2 \beta}{R}}}{\beta}$$

Здесь должен быть взят знак $+$, т. е.

$$s_3 = \frac{\sqrt{A_4^2 + J_0 v_1^2 \frac{\beta}{R}} - A_4}{\beta} \quad (34)$$

Для определения времени замедления отметим, что выражение (33) аналогично выражению (17 bis) $m_2 = m_1 + a s_1$, поэтому мы можем воспользоваться соотв. формулами, уже определенными в случае b. Только здесь нельзя будет воспользоваться окончательной формулой (19), так как нам неизвестен момент A_3 в начале ускорения. Наиболее подходящей является формула (18 bis)

$$t_1 = \sqrt{\frac{J}{Ra}} \operatorname{lge} \left(\frac{m_1 + a s_1 + \sqrt{a \sqrt{2 m_1 s_1 + a s_1^2}}}{m_1} \right),$$

где нужно заменить:

J через J_0 , a через β , s_1 через s_3 , m_1 через A_4 .

Итак, имеем для времени замедления след. формулу

$$t_3 = \sqrt{\frac{J_0}{R \beta}} \operatorname{lge} \left\{ \frac{A_4 + \beta s_3 + \sqrt{2 A_4 \beta s_3 - (\beta s_3)^2}}{A_4} \right\} \quad (35)$$

§ 25. Конический барабан.

Формулы предыдущих двух параграфов непригодны для данного случая, так как пройденные пути здесь должны быть выражены в функции числа оборотов; кроме того, изменения статических моментов представлены кривой линией, как для конических барабанов, так и для бобин и только при спираллоидных барабанах моменты равны за все время подъема. Правда, введение этого изменения моментов в расчет слишком усложнило бы формулы, а потому в основу расчетов мы можем положить некоторый средний момент. Полярные моменты инерции при ускорении и замедлении также взяты как средние—для данного числа оборотов и находятся непосредственно из чертежа.

Распределение работы подъемной машины указано на фиг. 36, аналогичной фиг. 34.

Работа ускорения здесь также пропорциональна площади трапеции, которая равна

$$\frac{(m_1 + m_2) \cdot S_1}{2} = e \rho = \frac{J \omega_1^2}{2} \rho.$$

путь, пройденный за время ускорения где ρ —средний радиус за время ускорения.

$$S_1 = 2 \pi \rho n_1^1, \text{ откуда } (m_1 + m_2) 2 \pi \rho n_1^1 = J w_1^2 \rho, \text{ или } J w_1^2 = 2 \pi n_1^1 (m_1 + m_2) \quad (36).$$

Зависимость между $J_1 n_1 w$ и t определяем аналогично случаю а § 23 с той разницей, что вместо v и s берем w и n

$$\text{Выражение (36) представим в общем виде } J w^2 = 2 \pi n (m_1 + m). \quad (37)$$

$$\text{Подобно выражению (15) мы можем написать } m = m_1 - an. \quad (38)$$

Подставляя значения m из (38) в выражение (37), имеем

$$J w^2 = 2 \pi n (2 m_1 - an^2).$$

$$\text{Откуда } w = \pm \sqrt{\frac{2 \pi}{J}} \sqrt{2 m_1 n - an^2}. \quad (39)$$

С другой стороны, $v = \rho w = \frac{ds}{dt}$ но $S = 2 \pi \rho n$, поэтому

$$\rho w = \frac{2 \pi \rho dn}{dt},$$

$$\text{откуда } w = \frac{2 \pi dn}{dt} \quad (40)$$

Из выражений (39) и (40), имеем

$$\frac{2 \pi dn}{dt} = \pm \sqrt{\frac{2 \pi}{J}} \sqrt{2 m_1 n - an^2}. \quad (41)$$

$$\text{Из ур—ния (41) } dt = \pm \sqrt{2 \pi J} \frac{dn}{\sqrt{2 m_1 n - an^2}} \quad (42)$$

Интегрируя ур—ие (42) в пределах от 0 до n_1 , получим

$$t_1 = \pm \sqrt{2 \pi J} \int_0^{n_1} \frac{dn}{\sqrt{2 m_1 n - an^2}} \quad (43)$$

Определенный интеграл

$$\int_{n_1} \frac{dn}{\sqrt{2 m_1 n - an^2}} = \frac{-1}{\sqrt{a}} \arcsin \frac{m_1 - an}{m_1}.$$

Для другого предела имеем

$$\int_0 \frac{dn}{\sqrt{2 m_1 n - an^2}} = \frac{-1}{\sqrt{a}} \arcsin \frac{m_1}{m_1} = - \frac{1}{\sqrt{a}} \frac{\pi}{2}.$$

Следовательно,

$$\int_0^{n_1} \frac{dn}{\sqrt{2 m_1 n - an^2}} = \int_{n_1} \frac{dn}{\sqrt{2 m_1 n - an^2}} - \int_0 \frac{dn}{\sqrt{2 m_1 n - an^2}} \\ \int_0^{n_1} \frac{dn}{\sqrt{2 m_1 n - an^2}} = \frac{1}{\sqrt{a}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{m_1 - an}{m_1} \right) \quad (44)$$

Подставляя значение из ур—ия (44) в ур—ие (43), имеем

$$t_1 = \pm \sqrt{\frac{2 \pi J}{a}} \left\{ \frac{\pi}{2} - \arcsin \left(\frac{m_1 - an}{m_1} \right) \right\}.$$

Но из ур—ия (38) $m_1 - an = m_2$, поэтому

$$t_1 = \pm \sqrt{\frac{2 \pi J}{a}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{m_2}{m_1} \right).$$

Взяв положительный знак корня, имеем

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 \pi J}{a}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{m_2}{m_1} \right).$$

Заменив a его значением, полученным из выражения (38), имеем окончательно

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 \pi J n_1^2}{m_1 - m_2} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{m_2}{m_1} \right)}, \quad (45)$$

При чем n_1' определяется из формулы (36)

$$n_1' = \frac{J \omega_1^2}{2 \pi (m_1 + m_2)} \quad (46)$$

При $m_2 = 0$ уравнение (45) значительно упрощается, а именно,

$$t_1 = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{2 \pi J n_1'}{m_1}} = \pi \sqrt{\frac{\pi J n_1'}{2 m_1}};$$

но из выражения (36) $m_1 = \frac{J \omega_1^2}{2 \pi n_1'}$,

то
$$t_1 = \pi \sqrt{\frac{\pi J n_1' \cdot 2 \pi n_1'}{2 J \omega_1^2}} = \frac{\pi^2 n_1'}{\omega_1}, \quad (45 \text{ bis})$$

при чем

$$n_1' = \frac{J \omega_1^2}{2 \pi m_1} \quad (46 \text{ bis})$$

Без применения тормоза работа замедления равна работе ускорения и площадь прямоугольника $s_2 c_1 e_1 e_2$ равна площади трапеции $s h k l$, фиг. 36, т. е.

$$2 \pi R n_3 A = \frac{J_0 \omega_1^2}{2} R,$$

откуда

$$n_3 = \frac{J_0 \omega_1^2}{4 \pi A} \quad (47)$$

При постоянном замедлении

$$S_2 = \frac{v_1 t_3}{2} = \frac{w_1 p t_3}{2}.$$

С другой стороны, $s_2 = 2 \pi n_3 p$, следовательно,

$$t_3 = \frac{4 \pi n_3}{w_1}. \quad (48)$$

Число оборотов, пройденных полной скоростью,

$$n_2 = N - (n_1' + n_3), \quad (49)$$

а время полной скорости где $N = n_1 + n_2$ (см. § 17) число оборотов за подъем

$$t_2 = \frac{2 \pi n_2}{w_1} \quad (50)$$

ГЛАВА IV.

Работа машины при барабанах различных систем.

А. Глубина шахты 300 м.

§ 26. Цилиндрический барабан диаметром 4,5 м.

В виду того, что канат здесь не уравновешен, воспользуемся формулами § 24

Прежде всего определим статический момент F .

Как видно из фиг. 35, он составляется из следующих моментов: ab — момент трения в шахте, bc — момент нагрузок, cf — добавочный момент для пуска в ход, ae — момент трения машины.

Из таблицы 1 имеем $ab = 1350$; $bc = 8350$.

Момент половины веса клетки (там же) $d = 4730$. поэтому можем принять добавочный момент $cf = 5000$; $af = ab + bc + cf = 14700$.

Момент трения машины равен $= 0,25 af = 3700$. Статический момент $F = ae + af = 18400$. Динамический момент $M_1 = 1,5 F = 27800$. Момент, остающийся на ускорение, $m_1 = 27800 - (3700 + 1350 + 8350) = 14400$. Момент в конце ускорения m_2 можно принять $= 2500$. Полярный момент инерции при ускорении $J = 14960$ выражение (4). Приняв наибольшую скорость подъема $v_1 = 8$ м, мы по формуле (11) определяем путь, пройденный за период ускорения

$$s_1 = \frac{J v_1^2}{R(m_1 + m_2)} = \frac{14960 \cdot 8^2}{2,25(14400 + 2500)} = 25,1 \text{ м.}$$

Время ускорения определяется по формуле (16)

$$t_1 = \sqrt{\frac{J s_1}{R(m_1 - m_2)}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{m_2}{m_1} \right)$$

$$= \sqrt{\frac{14960 \cdot 25,1}{2,25(14400 - 2500)}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{2500}{14400} \right) = 5,28 \text{ сек.}$$

Для периода замедления по ур-ию (34)

$$s_3 = \sqrt{\frac{A_4^2 + J_0 v_1^2}{\beta} - \frac{A_4}{R}},$$

Здесь по таблице 1 $A_4 = 3700 + 1350 + 15700 = 6620$,

$$\beta = \frac{ce - e_1 c_1}{H} = 22,6$$

$$J_0 = 15230.$$

Следовательно, $s_3 = \sqrt{\frac{6620^2 + 15230 \cdot 8^2}{22,6} - \frac{6620}{2,25}} = 31 \text{ м.}$

Время замедления найдется из ур-ия (35)

$$t_3 = \sqrt{\frac{J_0}{R \beta}} \operatorname{lge} \left\{ \frac{A_4 + \beta s_3 + \sqrt{2 A_4 \beta s_3 - (\beta s_3)^2}}{A_4} \right\}$$

$$t_3 = \sqrt{\frac{15230}{2,25 \cdot 22,6}} \operatorname{lge} \left\{ \frac{6620 + 22,6 \cdot 31 + \sqrt{2 \cdot 6620 \cdot 22,6 \cdot 31 - (22,6 \cdot 31)^2}}{6620} \right\}$$

$$t_3 = 7,6 \text{ сек.}$$

Выражение (24) даст путь, пройденный полной скоростью $s_2 = H - (s_1 + s_3) = 243,9$ м. за время $t_2 = \frac{s_2}{v_1} = 30,5$ сек. Полное время подъема $T = t_1 + t_2 + t_3 = 43,38$ сек.

Диаграмма работы представлена на фиг. 37.

Мы приняли здесь, как и в следующих примерах, трение машины постоянным. В действительности же оно изменяется с нагрузкой машины, и это обстоятельство должно быть принято во внимание при детальных расчетах. Линия моментов $h k l a c_2 e_2 e_1$ переходит в положение $h k l' c_1' e_1' e_1$.

Считая это трение при пуске в ход в 20% статического момента, Behr говорит, что во время подъема оно будет, вероятно, не более 8%. Этот вопрос послужил предметом многочисленных прений, что видно из дискуссий Sederholm'a, Wood'a, Thurston'a

Не входя в детали этого вопроса, отметим следующие положения:

1) в момент пуска в ход сила машины должна быть достаточна для преодоления и трения; 2) работа трения уменьшается с увеличением скорости сначала быстро, а при больших скоростях — медленнее; 3) величина работы трения для подъемных машин колеблется в значительных пределах (от 10 до 25%), при чем первая цифра еще нуждается в тщательной проверке; наиболее невыгодны условия будут в том случае, когда два параллельные барабана соединены дышлом (спиральные барабаны или шкивы Whiting, Behr*) приводит сравнение с паровозами, которые при сцепных дышлах имеют значительно меньший коэф. полезного действия, чем при непосредственной передаче.

Как уже было указано, мы принимаем трение машины в последующих примерах постоянным, тем более, что оно очень мало отражается на времени полного подъема.

Определим теперь работу машины и время подъема при постоянном ускорении.

Пространство и время ускорения здесь определяются по формулам (20) и (21), а именно,

$$s_1 = \frac{J v_1^2}{2 R m_1} = \frac{14960,8^2}{2 \cdot 2 \cdot 25 \cdot 14400} = 14,8 \text{ м.}$$

$$t_1 = \frac{2 s_1}{v_1} = \frac{2 \cdot 14,8}{8} = 3,7 \text{ сек.}$$

Так как s_2 и t_2 останутся прежними, т. е. $s_2 = 31,0$ м. а $t_2 = 7,6$ сек., то $s_2 = H - (s_1 + s_2) = 254,2$ м.

$$t_2 = \frac{254,2}{8} = 31,9 \text{ сек.}$$

Полное время подъема $T = t_1 + t_2 + t_3 = 43,2$ сек.

Следовательно, выигрыш во времени будет только 0,18 сек. или < 0,5% всего времени подъема. Поэтому выгоднее уменьшать отсечку за время ускорения, что и принято нами в дальнейших расчетах.

Диаграмма моментов при постоянном ускорении представлена на фиг. 38.

§ 27. Шкив Коере диаметром 6 м.

Из таблицы 2 имеем $ab=2040$ $bc=6600$, $cd=6300$. Принимаем добавочный момент 6500, $af=ab+cb+cf=15140$. Момент трения машины 0,25 $af=3800=ac$ Статистический момент $F=af+ac=18940$ Динамический момент $M_1=1,5 F=28400$. Отсюда $m_1=15960$; m_2 принимаем 3000. Полярный момент инерции при ускорении $J=21700$. При той же наибольшей скорости ($v_1=8$ м.) имеем по ур-ям (12) и (16),

$$s_1 = \frac{J v_1^2}{R (m_1 + m_2)} = \frac{21700 \cdot 8^2}{3 \cdot 18900} = 24,4 \text{ м.}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{21700 \cdot 24,4}{3 \cdot 12960} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{3000}{15960} \right)} = 5,15 \text{ сек.}$$

Для периода замедления $J_0 = 21070$

по ур—ию (22)
$$s_3 = \frac{J_0 v_1^2}{2 R A} = \frac{21070 \cdot 8^2}{2 \cdot 3 \cdot 12440} = 18 \text{ м.}$$

$$t_3 = \frac{2 s_3}{v_1} = 4,5 \text{ сек.}$$

В период полной скорости $s_2 = H - (s_1 + s_3) = 257,6 \text{ м.}$

$$t_2 = \frac{257,6}{8} = 32,2 \text{ сек.}$$

Полное время подъема $T = t_1 + t_2 + t_3 = 41,85 \text{ сек.}$

Отсюда мы видим, что время подъема по сравнению с цилиндрическим барабаном сократилось. При цилиндрическом барабане диаметром в 6 м. преимущества шкива Коера выступают еще более.

§ 28. Цилиндрический барабан диаметром 6 м.

Здесь моменты в начале подъема следующие; (таблица 3) $ab=1800$, $bc=11100$, $cd=6300$, $cf=6500$, $af=19400$.

Момент трения машины $0,25 \cdot 19400 = 4800 = ac$. Статический момент $F = af + ac = 24200$. Динамический момент $M_1 = 1,5 F = 36300$; $m_1 = 18600$, $m_2 = 3000$.

Для периода ускорения $J = 30000$

$$s_1 = \frac{J v_1^2}{R (m_1 + m_2)} = \frac{30000 \cdot 8^2}{3 \cdot 21600} = 29,6 \text{ м.}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{30000 \cdot 29,6}{3 \cdot 15600}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{3000}{18600} \right) = 6,15''.$$

Момент в конце подъема, считая трение машины $A_1 = 1800 + 2100 + 4800 = 8700 = c_1 e_1$.

Следовательно,
$$\beta = \frac{c e - c_1 e_1}{H} = \frac{17700 - 8700}{300} = 30. \text{ (стр. 75).}$$

В период замедления $J_0 = 29370$ (стр. 29)

$$s_3 = \sqrt{\frac{A_1^2 - J_0 v_1^2 \frac{\beta}{R} - A_1}{\beta}} = \sqrt{\frac{8700^2 - 29370 \cdot 8^2 \frac{30}{3} - 8700}{30}} = 35 \text{ м.}$$

$$t_3 = \sqrt{\frac{J_0}{R \beta} \operatorname{lge} \left\{ \frac{A_1 + \beta s_3 + \sqrt{2 A_1 \beta s_3 - (\beta s_3)^2}}{A_1} \right\}}$$

$$t_3 = \sqrt{\frac{29370}{3 \cdot 30} \operatorname{lge} \left\{ \frac{8700 + 1050 + \sqrt{2 \cdot 8700 \cdot 1050 - 1050^2}}{8700} \right\}} = 8,5 \text{ сек.}$$

Для периода полной скорости $s_2 = 235,4 \text{ м. } t_2 = 29,5 \text{ сек.}$

Полное время подъема $T = t_1 + t_2 + t_3 = 14,15 \text{ сек.}$

Сравнение различных шипов подъемных устройств удобнее сделать, определив влияние глубины на работу машины.

Для сравнения мы принимаем более глубокую шахту, в 600 м. и посмотрим, как это отразится на работе машины.

В Глубина шахты 600 м.

§ 29. Цилиндрический барабан диаметром 6,5 м. (канат постоянного сечения).

Моменты в начале подъема, (таблица 4 стр, 31) $ab = 3100$,

$bc = 27000$, $cd = 9100$; принимаем $cf = 10000$, $af = 40100$. Трение машины $0,25 af = 10000 = ac$. Статический момент $F = + af + ca = 50100$. Динамический момент $M_1 = 1,5 F = 75150$. Отсюда $m_1 = hc - ce = 35050$, а момент, остающийся в конце ускорения m_2 , можем взять $= 5000$.

Наибольшую скорость v_1 вследствие увеличения глубины, принимаем $= 12$ м./сек., тогда в период ускорения $J = 6000$ (стр. 32).

$$s_1 = \frac{J v_1^2}{R (m_1 + m_2)} = \frac{60000 \cdot 12^2}{3,25 \cdot 40050} = 66,3 \text{ м.}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{J s_1}{R (m_1 - m_2)}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{m_2}{m_1} \right) =$$

$$\sqrt{\frac{60000 \cdot 66,3}{3,25 \cdot 30050}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{5000}{35050} \right) = 9,1 \text{ сек.}$$

Для периода замедления.

$$s_2 = \frac{\sqrt{A_4^2 + J_0 v_1^2 \frac{\beta}{R}} - A_4}{\beta} \quad (\text{форм. 34, стр. 35}).$$

Здесь: $J_0 = 59500$ (стр. 32) из таблицы 4, $A_4 = b_1 e_1 + b_1 c_1 = 13100 + (-5440) = 7660$.

$$\beta = \frac{40100 - 7660}{600} = 54,$$

$$s_2 = \frac{\sqrt{7660^2 + \frac{54 \cdot 59500 \cdot 12^2}{3 \cdot 25}} - 7660}{54} = 121 \text{ м.}$$

$$t_2 = \sqrt{\frac{J_0}{R \beta}} \operatorname{lge} \left\{ \frac{A_4 + \beta s_2 + \sqrt{2 A_4 + \beta s_2 - (\beta s_2)^2}}{A_4} \right\}$$

$$t_2 = \sqrt{\frac{59500}{3,25 \cdot 54}} \operatorname{lge} \left\{ \frac{7660 + 6520 + \sqrt{2 \cdot 7660 \cdot 6520 - 6520^2}}{7660} \right\} = 19,18 \text{ сек.}$$

Для полной скорости $s_3 = H - (s_1 + s_2) = 412,7$ м.

$$t_3 = \frac{412,7}{12} = 34,38 \text{ сек.}$$

Таким образом полное время подъема $T = t_1 + t_2 + t_3 = 62,66$ сек.

Оно только немного отличается от принятого нами в начале (см. стр. 29) $T_0 = 60$ сек.

Размеры машины несколько уменьшаются при применении каната переменного сечения. Рассмотрим этот случай.

§ 30. Цилиндрический барабан диаметром 6,5 м. (канат переменного сечения).

Здесь моменты в начале подъема, таблица 5 стр. 33, $ab = 3600$, $bc = 23800$, $cd = 9100$, $cf = 10000$, $af = 37400$. Трение машины $= 0,25 af = 9300 = ac$.

Статический момент в начале подъема $F = ae + af = 46700$.
 Динамический момент $M_1 = 1,5 F = 70000 = e h m_1 = eh -$
 $ee = 33300$

Аналогично § 29 принимаем $m_2 = 5000$
 Для периода ускорения имеем $J = 57800$,

$$s_1 = \frac{57800 \cdot 12^2}{3,25 \cdot 38300} = 66,8 \text{ м.}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{57800 \cdot 66,8}{3,25 \cdot 28300} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{5000}{33300} \right)} = 9,28 \text{ сек.}$$

Для периода замедления $J_0 = 57300$ (стр. 33).
 Из таблицы 5

$$A_1 = 9300 + 3600 - 2300 = 10600$$

$$\beta = \frac{36700 - 10600}{600} = 43,5.$$

$$s_2 = \frac{\sqrt{A_1^2 + \frac{J_0 v_1^2 \beta}{R}} - A_1}{\beta} = 104,5 \text{ м.}$$

$$t_2 = \sqrt{\frac{J_0}{R^3} \lg e \left\{ \frac{A_1 + \beta s_2 + \sqrt{2 A_1 \beta s_2 - \beta^2 s_2^2}}{A_1} \right\}} = 17,7 \text{ сек.}$$

Для периода полной скорости $s_2 = 428,7 \text{ м. } t_2 = 35,7 \text{ сек.}$ Все время подъема $T = 62,68^{\text{с}}$.

Отсюда видно, что при канате переменного сечения времени подъема по сравнению с канатом постоянного сечения остается то же самое, размеры же машины уменьшаются (в данном случае на 6,8%).

Рассмотрим условия работы машины при цилиндрическом барабане и уравновешенных канатах.

§ 31. Цилиндрический барабан диаметром 6,5 м. (канат уравновешен).

Условия работы представлены на фиг. 43; здесь по таблице 6 стр. 34 $ab = 3900$, $bc = 10700$, $cd = 9100$, $cf = 10000$, $af = 24600$.

Момент трения машины $ae = 0,25 af = 6200$.

Статический момент $F = af + ae = 30800 = ef$.

Динамический момент $M_1 = 1,5 F = 46200 = eh$.

Момент остающийся на ускорение, $m_1 = eh - ee = 25400$.

Добавочный момент в конце ускорения m_2 принимаем $= 4000$.

Тогда для периода ускорения имеем $J = 65300$ (стр. 34)

$$s_1 = \frac{65300 \cdot 12^2}{3,25 \cdot 29400} = 100 \text{ м.}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{65300 \cdot 100}{3,25 \cdot 29400} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{4000}{25000} \right)} = 13,4 \text{ сек.}$$

Для определения элементов периода замедления воспользуемся уравнениями (22) и (23) (стр. 72) $s_2 = \frac{J_0 v_1^2}{2RA_1}$,

где $J_0 = 64800$ (стр. 34), $A_1 = ee = 20800$, $s_2 = \frac{64800 \cdot 12^2}{2 \cdot 3,25 \cdot 20800} = 69,2 \text{ м.}$

$$t_2 = \frac{2 s_2}{v_1} = 11,52 \text{ сек.}$$

Для периода полной скорости $s_2 = 430,8$ м. $t_2 = 35,9$ сек.

Полное время подъема $T = 60,82$ сек.

По сравнению с предыдущим случаем время сократилось только на 1,84 сек., зато размеры машины будут менее в $1\frac{1}{2}$ раза.

§ 32. Шкив Коере диаметром 8,0 м.

Для этого случая по таблице 7 стр. 35, $ab = 4800$, $bc = 13200$, $cd = 11200$, $cf = 12000$, $af = 30000$.

Трение машины $ae = 0,25 af = 7500$.

Статический момент в начале подъема $F = 37500 = ef$.

Динамический момент $M_1 = 1,5 F = 56400$;

Отсюда $m_1 = 30900$, а m_2 принимаем $= 5000$; тогда для периода ускорения $J = 66050$ (стр. 35)

$$s_1 = \frac{66050 \cdot 12^2}{4 \cdot 35900} = 66,3 \text{ м.}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{66050 \cdot 66,3}{4 \cdot 25900}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{5000}{30900} \right) = 9,16 \text{ сек.}$$

Для периода замедления: $J_0 = 63650$ (стр. 35) $s_2 = 45$ м., $t_2 = 7,5$ сек.

Для полной скорости $s_2 = H - (s_1 + s_2) = 488,7$ м.,

$$t_2 = \frac{s_2}{v_1} = 40,7 \text{ сек.}$$

Полное время подъема $T = t_1 + t_2 + t_3 = 57,36$ сек.

Диаграмма моментов представлена на фиг. 44. Переходим к определению работы при коническом барабане.

§ 33. Конический барабан $D = 7,5$ м. и $d = 4,5$ м.

Здесь результирующий момент является переменным; численная величина его получена графически на фиг. 17 и равна 10200 кгрм. в начале подъема и 9500 кгрм. в конце.

Трение в шахте равно 5% от скручивающих моментов; т. е. $0,05 (k \beta_0 + f \gamma_0) = 2850$ кгрм.

Добавочный момент при пуске в ход $ef = 2800 \cdot 3,75 + x = 10500 + x \approx 11000$.

Момент трения машины $ae = 0,25 (11000 + 10200 + 2850) \approx 6000$.

Статический момент в начале подъема $F = ef = 30050$ кгр. м.

Динамический момент $M_1 = eh = 45000$ кгр. м.

Момент для преодоления сил инерции $m_1 = 25950$, так как $A_1 = 6000 + 2850 + 10200 = 19050$.

Остающийся момент в конце ускорения m_2 можно взять равным 1000, а полярный момент инерции движущихся частей найдется из фиг. 18 после приблизительного определения числа оборотов в период ускорения; для данного случая $J = 66000$.

Элементы ускорительного периода определяется по формулам

$$(46) \text{ и } (45), \text{ а именно, } n_1^1 = \frac{J \omega_1^2}{2 \pi (m_1 + m_2)}$$

Определение линейной скорости при различных радиусах сделано на фиг. 45 (нижней чертеж), откуда видно, $r\omega = 12$ или $\omega_1 =$

$$\frac{12}{2,25} = 5,35: \text{ тогда } n^1_1 = \frac{66000 \cdot 5,35^2}{2 \cdot 3,14 \cdot 26950} = 10,8 \text{ обор.}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 \pi J n^1_1}{m_1 - m_2}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{m_2}{m_1} \right) = 20,5 \text{ сек.}$$

Для определения времени и числа оборотов в период замедления воспользуемся ур-ями (47) и (48), а именно: $n^1_3 = \frac{J_0 \omega_1^2}{4 \pi A_4}$.

Здесь $J_0 = 68500$ (см. фиг. 18) $\omega_1 = 5,35$ $A_4 = 6000 + 2850 + 9500 = 18350$.

$$n^1_3 = \frac{68500 \cdot 5,35^2}{4 \cdot 3,14 \cdot 18350} = 8,5 \text{ обор.}$$

$$t_3 = \frac{4 \pi \cdot n^1_3}{\omega_1} = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 8,5}{5,35} = 20 \text{ сек.}$$

Число оборотов, пройденных полной скоростью, $n^1_2 = N - (n^1_1 + n^1_3) = 12,5$ обор.

за время $t_2 = \frac{2 \pi h^1_2}{\omega_1} = 14,8 \text{ сек.}$

Таким образом полное время подъема $T = 55,3$ сек

Диаграмма скорости и ускорений представлена на фиг. 45; здесь же указано распределение работы машины, при чем по оси абсцисс отложены пути аналогично фиг. 37—44.

Средний диаметр навивки в период ускорения $d_1 = 5,01$ а $s_1 = 170$ м., для периода замедления $d_3 = 7,10$ и $s_3 = 190$ м.; откуда $s_2 = 240$ м.

Применение бобины позволяет несколько уменьшить размеры машины.

§ 34. Бобина $D = 6,2$; $d = 3,5$ м.

Здесь: $ab = 0,05 \cdot (28000 + 20000) = 2400$ (фиг. 20) $bc = 8000$ (фиг. 20), $cd = 8700$, $cf = 9000$, $ea = 0,25$ $af = 5000$, $F = ef = 24400$, $M_1 = 1,5$ $F = 36600$, $A_1 = A_4 = 15400$, $m_1 = M_1 - A_1 = 21200$.

Момент в конце ускорения $m_2 = 500$.

В период ускорения $J = 35000$ (фиг. 21).

$$n^1_1 = \frac{J \omega_1^2}{2 \pi (m_1 + m_2)} = \frac{35000 \cdot 6,85^2}{2 \cdot 3,14 \cdot 21700} = 12,3 \text{ обор.}$$

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 \pi J n^1_1}{m_1 - m_2}} \left(\frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{m_2}{m_1} \right) = 17,7 \text{ сек.}$$

$$d_1 = 3,922 \quad s_1 = 152 \text{ м.}$$

Для замедления $J_0 = 36500$ (фиг. 21).

$$n^1_3 = \frac{36500 \cdot 6,85^2}{4 \cdot 3,14 \cdot 15400} = 9,05 \text{ обор.} \quad t_3 = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 9,05}{6,85} = 16,6 \text{ сек.}$$

$$d_3 = 5,89 \quad s_3 = 167 \text{ м.}$$

В период полной скорости $n^1_2 = 39,4 - 21,35 = 18,05$.

$$t_2 = \frac{6,28 \cdot 18,05}{6,85} = 16,5 \text{ сек.}$$

$$s_2 = 281 \text{ м.}$$

Время полной скорости $T = 50,8$ сек.

Рассмотрим значение различных напряжений, возникающих в канатах, для принимаемых нами случаев.

Замена барабанов шкивами особенно чувствительно отражается на величине динамического напряжения; напр. при шкивах *Koere* очень важно учесть влияние этого напряжения, так как величина его обратно—пропорциональна полярному моменту инерции движущихся частей, который при шкивах *Koere* значительно меньше, чем при цилиндрических барабанах. В случае применения системы *Whiting's* возникает дифференциальное напряжение вследствие того, что диаметры желобков на ведущих шкивах не вполне одинаковы. По опытам *Ribeson'a* ¹¹⁾ величина этого дифференциального напряжения весьма велика, так что должна быть принята во внимание.

В нижеследующей таблице 11 нами приведены результаты, получаемые из расчетов рассмотренных нами примеров, при чем по соображениям, указанным в § 8 диаметр проволоки не указан, а, следовательно, и напряжение каната на изгиб не могло быть выведено.

ЛИТЕРАТУРА.

- 1) Behr „Winding Plants for Great Depths“. T. J. m. & m. Vol. XI.
- 2) Herrmann „Die dynamischen Verhältnisse der Schachtfördermaschinen“ Dingt. Pol. Journ. 1902, B. 317, S. 469, 485.
- 3) Mellin „Der Steinkohle bergbau des Preussischen Staates etc“ III Teil, s 20—21.
- 4) „Die Entwicklung des Niederrheinisch—Westfälischen Steinkohlen“. B. V, Förderung 1902.
- 5) Coll. Guard. 1882, June 9.
- 6) Habets „Cours d' Exploitation des Mines“ vol I p. 623.
- 7) Маковский „Очерк рудничных подъемов etc“. 1909.
- 8) Тиме „Справочная книга для горных инженеров“ стр. 52.
- 9) Скочинский „Очерк рудн. Дон. басс.“. Горн. журн. 1903.
- 10) Приложение к § 30 инструкции по надзору за частной горной промышленностью. 1892 год.
- 11) Robeson & Co k.—Tran. J. m. & m Vol. XI, p I.
- 12) Hrabák „Die Drahtseile“.
- 13) Dechamps. Revue U. d. M. V. LVIII.
- 14) Futers „The mechanical Engineering of Collieries“ vol II.
- 15) Hughes „Text—book of Coal Mining“ p. 298.
- 16) Spengel. Transactions J. m. & m. vol XI, p. 324.
- 17) Ehrlich. Zeitschrift d V. d. J.
- 18) Милковский „Проволочный канат и т. д“. Часть II.
- 19) Hoffmann. Z. d. V. d. J. 1904. S. 151.
- 20) Habets „Etude dynamique de la machine d' Extration R. U. d. M. 4 S, XI.
- 21) Wells. „Winding Engine Design“. Coll Guard 1. 1909 p. 1238).
- 22) Mines and minerals, March 1905, p 379.
- 23) Norton. Discussion. T. J. m. & m. v. XI.
- 24) Dam „Winding Engines“ Min. & Min Vol. XXV p. 426.
- 25) Hauer „Die Fördermaschinen der Bergwerke“, s. 270.
- 26) Hrabák „Hilfsbuch der Dampfmaschineun—Techniker“, B. II, s 244.
- 27) Reiche „Der Dampfmaschinen—Constructeur“, B. II, s. 79.
- 28) Durham „Determination the Size of Hoisting Plants“ T. A. J. m. E. vol XXXIII p. 156.
- 29) Угаров „Новый метод определения касательных сил“. Изв. т. т. И. 1910, № 2.
- 30) Hurst „Valves and Valve—Gearing“.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.		Стр.
Предисловие	1	§ 17. Тоже для цилиндрических барабанов	23
ГЛАВА I.		ГЛАВА III.	
<i>Общий обзор различных типов подъемных устройств.</i>		<i>Условия работы и методы расчета подъемных машин.</i>	
§ 1. Цилиндрический барабан	3	§ 18. Общая замечания	24
§ 2. Конический барабан	3	§ 19. Расчеты, предлагаемые различными авторами	25
§ 3. Системы, в которых барабаны заменены шкивами	4	§ 20. Зависимость между величиной наполнения и касательными силами для статических условий	27
§ 4. Системы, не получившие распространения	4	§ 21. Определение касательных сил для динамических условий	29
ГЛАВА II.		§ 22. Вывод основной формулы	30
<i>Предварительные расчеты.</i>		§ 22. Определение пути и времени подъема для уравновешенного каната	30
§ 5. Общая условия	6	§ 24. Тоже для неуравновешенного каната	34
A. Глубина шахты 300 м.	8—14	§ 25. Тоже для конического барабаны и бобины	36
§ 6. Определение полезного и мертвого грузов, расчет каната	8	ГЛАВА IV.	
§ 7. Определение скручивающих моментов и сил инерции для цилиндрического барабана $D=4,5$ м.	9	<i>Работа машины при барабанах различных систем.</i>	
§ 8. Тоже для шкива <i>Коере</i> $D=6,0$ м.	11	A. Глубина шахты 300 м.	
§ 9. Тоже для цилиндрического барабана $D=6,0$ м.	13	§ 26. Цилиндрический барабан $D=4,5$ м.	38
B. Глубина шахты 600 м.	14—23	§ 27. Шкив <i>Коере</i> $D=6,0$ м.	40
§ 10. Определение полезного и мертвого грузов	14	§ 28. Цилиндрический барабан $D=6,0$ м.	41
§ 11. Определение скручивающих моментов и сил инерции для цилиндрического барабана $D=6,5$ м.	15	B. Глубина шахты 600 м.	
§ 12. Тоже с канатом переменного сечения	16	§ 29. Цилиндрический барабан $D=6,5$ м.	41
§ 13. Тоже с уравновешенным канатом	17	§ 30. Тоже с канатом переменного сечения	42
§ 14. Тоже для шкива <i>Коере</i> $D=8,0$ м.	18	§ 31. Тоже с уравновешенным канатом	43
§ 15. Тоже для конического барабана	18	§ 32. Шкив <i>Коере</i> $D=8,0$ м.	44
§ 16. Тоже для бобины	21	§ 33. Конический барабан	44
		§ 34. Бобина	45
		Литература	49